

PROYECTO FIN DE CARRERA



ESTUDIO TENSIONAL Y DEFORMACIONAL DE PERFILES DE ALUMINIO PARA EL SOPORTE DE PUERTAS DE VIDRIO

Autor	Valeriano Martín Aguado
Tutor	Alejandro Quesada González
Departamento	Ingeniería Mecánica
Titulación	Ingeniería Industrial
Universidad	Carlos III de Madrid
Fecha	04 de Marzo de 2011



Índice de contenidos

1. INTRODUCCIÓN	6
1.1 Objetivos	6
1.2 Contenidos	8
2. MÉTODO DE LOS ELEMENTOS FINITOS	9
2.1 El método de los elementos finitos en medios continuos	9
2.1.1 Formulación general	10
2.1.1.1. Elemento	10
2.1.1.2. Campo de desplazamientos del elemento	10
2.1.1.3. Campo de deformaciones del elemento	11
2.1.1.4. Campo de esfuerzos del elemento	11
2.1.1.5. Equilibrio del elemento	12
2.1.1.6. Integración del sistema de ecuaciones para el medio continuo	13
2.1.2 Formulación para ANSYS y discretización mediante elemento tipo Plane 42 y Solid 45	14
2.1.2.1 Elemento Plane 42	14
2.1.2.2 Elemento Solid 45	15
2.1.2.3 Campo de desplazamientos del elemento	15
2.1.2.4 Campo de deformaciones del elemento	16
2.1.2.5 Campo de esfuerzos del elemento	17
2.1.2.6 Equilibrio del elemento	17
2.1.2.7 Integración del sistema de ecuaciones para el medio continuo	19
2.2 La herramienta Ansys	20
2.2.1 Comienzos	21
2.2.2 Antecedentes y herramientas similares	22
2.2.3 Funcionamiento de Ansys	22
2.2.4 Características	23
2.2.5 Productos ANSYS	24
2.2.6 Proceso típico de realización de un cálculo	24
3. PROBLEMA FÍSICO Y PROPIEDADES DEL MATERIAL	25
3.1 Problema físico	25
3.2 Propiedades del material	26
4. SIMULACIÓN MEF MEDIANTE ANSYS	28
4.1 Modelo 2D	28
4.2 Modelo 3D	31
4.3 Modelo 3D batiente	34
4.4. Modelo 3D batiente puerta posición cerrada	37
4.5. Modelo 3D batiente puerta posición abierta	40
4.6. Modelo 3D batiente puerta posición cerrada con restricción vertical	46
4.7. Modelo 3D batiente puerta posición cerrada con F desplazada	48
4.8. Modelo 3D batiente puerta posición abierta con restricción vertical	50
4.9. Modelo 3D batiente puerta posición abierta con F desplazada	53



5. RESULTADOS	56
5.1 Comparación de tensiones modelo 2D Vs 3D	57
5.2. Modelos 3D puerta batiente posición cerrada	59
5.3. Modelos 3D batiente posición abierta	60
6. CONCLUSIONES	61
7. TRABAJOS FUTUROS	62
8. BIBLIOGRAFÍA	63
ANEXO A	64
ANEXO B	66



Índice de Figuras

Figura 1-1	Ejemplo puerta de vidrio limpio corredera.....	6
Figura 1-2	Ejemplo puerta de vidrio limpio abatible.....	6
Figura 1-3	Plano puerta de vidrio limpio Aprimatic.....	7
Figura 2-1	Representación esquemática del campo de desplazamientos de un elemento.....	10
Figura 2-2	Fuerzas que intervienen en el equilibrio de un elemento.....	12
Figura 2-3	Geometría elemento PLANE 42.....	14
Figura 2-4	Geometría elemento SOLID 45.....	15
Figura 2-5	Esquema de desplazamientos, giros, fuerzas y momentos en un nodo.....	17
Figura 2-6	Ejemplo de cálculo estructural mediante Ansys.....	20
Figura 3-1	Dimensiones y carga de la puerta.....	25
Figura 3-2	Perfil de ventana en aluminio 6063.....	26
Figura 3-3	Distintos perfiles fabricados en aluminio 6063.....	27
Figura 4-1	Geometría 2D en Ansys.....	28
Figura 4-2	Restricciones de la estructura.....	29
Figura 4-3	Estructura deformada.....	30
Figura 4-4	Geometría 3D en Ansys.....	31
Figura 4-5	Áreas cargadas.....	32
Figura 4-6	Estructura 3D deformada.....	33
Figura 4-7	Modelo 3D puerta batiente.....	34
Figura 4-8	Modelo 3D fuerza resultante.....	35
Figura 4-9	Bulón de unión.....	35
Figura 4-11	Unión puerta batiente.....	36
Figura 4-12	Geometría puerta batiente posición cerrada.....	37
Figura 4-13	Estructura puerta batiente posición cerrada deformada.....	37
Figura 4-14	Detalle estructura puerta batiente posición cerrada deformada.....	38
Figura 4-15	Penetración de perfil inferior en soporte superior.....	39
Figura 4-16	Detalle penetración perfil inferior en soporte superior.....	39
Figura 4-17	Geometría puerta batiente posición abierta.....	40
Figura 4-18	Geometría puerta batiente posición abierta mallada.....	41
Figura 4-19	Estructura puerta batiente posición abierta deformada.....	41
Figura 4-21	Detalle geometría puerta batiente posición abierta mallada.....	42
Figura 4-22	Detalle tensión máxima en bulón.....	43
Figura 4-23	Vista inferior detalle tensión máxima en bulón.....	43
Figura 4-24	Puntos de aplicación de restricción vertical.....	44
Figura 4-25	Puntos de aplicación de fuerza resultante.....	45
Figura 4-26	Geometría puerta batiente posición cerrada mallada.....	46
Figura 4-27	Estructura puerta batiente posición cerrada deformada.....	46
Figura 4-28	Detalle zona de tensión máxima.....	47
Figura 4-29	Geometría puerta batiente posición cerrada mallada con fuerza desplazada.....	48
Figura 4-30	Estructura puerta batiente posición cerrada deformada.....	48
Figura 4-31	Geometría puerta batiente posición abierta mallada.....	50
Figura 4-32	Estructura puerta batiente posición abierta deformada.....	50



Figura 4-33	Estructura puerta batiente posición abierta deformada. Tensión máxima.....	51
Figura 4-34	Detalle bulón puerta batiente posición abierta deformada. Tensión máxima.....	51
Figura 4-35	Geometría puerta batiente posición abierta mallada con fuerza desplazada.....	53
Figura 4-36	Estructura puerta batiente posición abierta Deformada. Tensión máxima.....	53
Figura 4-37	Detalle puerta batiente posición abierta Deformada. Tensión máxima.....	54
Figura 5-1	Tensión de Von Mises.....	56
Figura 5-2	Área elección nodos.....	57
Figura 5-3	Tensión de Von Mises.....	59
Figura 5-4	Tensión de Von Mises.....	60



Índice de Tablas

Tabla 3-1	Composición química aluminio Aleación 6063.....	27
Tabla 3-2	Propiedades mecánicas aluminio Aleación 6063.....	27
Tabla 5-1	Tensión de Von Mises y desplazamientos.....	56
Tabla 5-2	Tensión de Von Mises y desplazamientos 2D Vs 3D.....	58



1. INTRODUCCIÓN

1.1 Objetivos

El objetivo de este proyecto es estudiar los esfuerzos a los que se ve sometida la estructura portante de una puerta de vidrio limpio, en su funcionamiento habitual como puerta corredera, mediante Ansys.



Figura 1-1 Ejemplo puerta de vidrio limpio corredera

Posteriormente se estudiará la validez del perfil utilizado para este tipo de puerta y su posible uso alternativo para la fabricación de una puerta de similares dimensiones, pero de tipo batiente, pivotando sobre pernos situados en los laterales de la puerta, trabajando a modo de bisagra.



Figura 1-2 Ejemplo puerta de vidrio limpio abatible



El diseño a estudiar pertenece a la casa Aprimatic. [8]

El perfil de vidrio limpio consiste en un único perfil que sujeta la puerta de vidrio desde su parte superior y le confiere al cerramiento una mayor elegancia, ya que no hay elementos perceptibles que puedan desentonar con el entorno con el que ha sido diseñado el local.

A continuación podemos ver un plano del diseño general de la puerta:

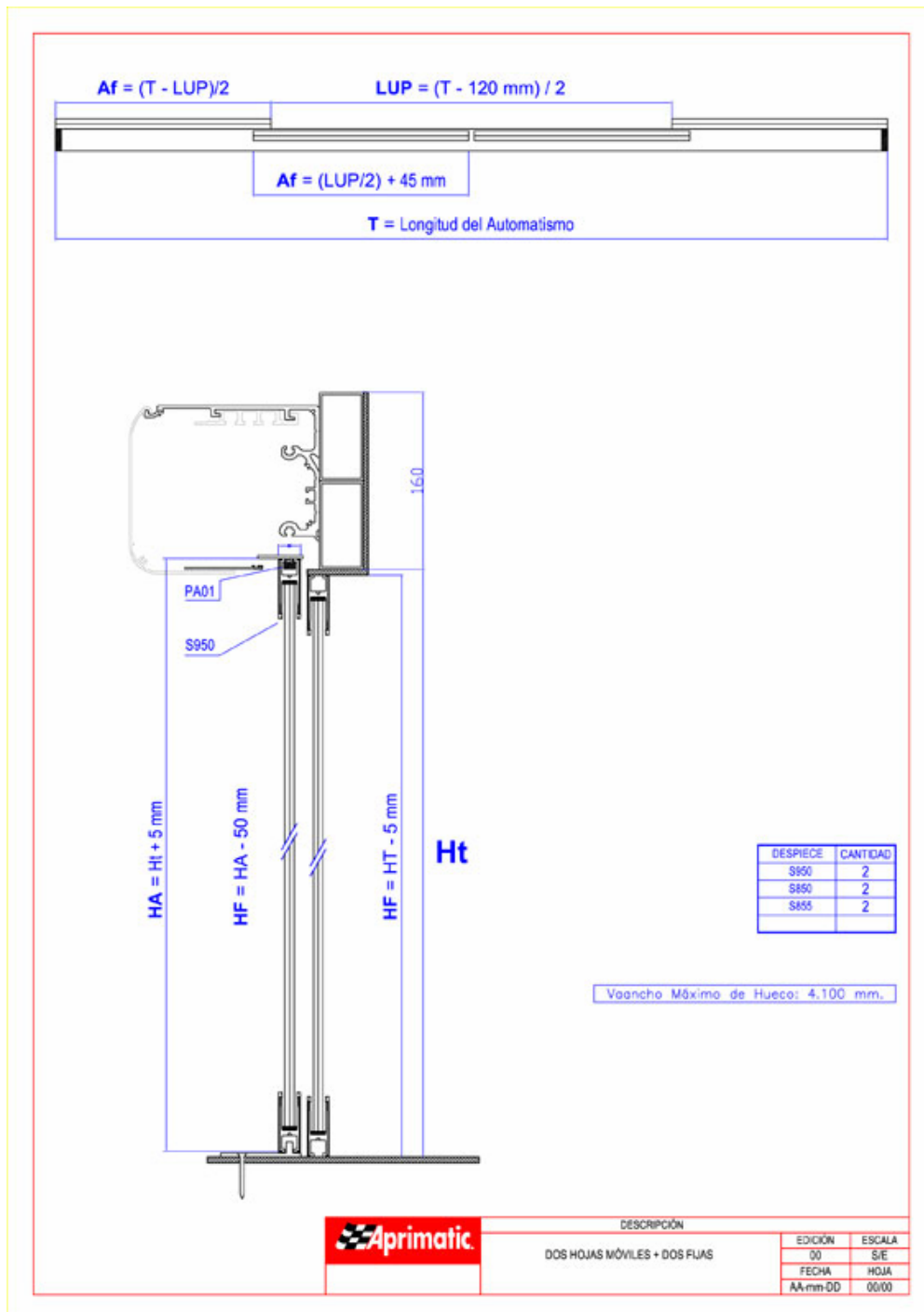


Figura 1-3 Plano puerta de vidrio limpio Aprimatic



1.2 Contenidos

El contenido y orden de aparición de cada uno de los capítulos de este proyecto llevará a un entendimiento paulatino del proceso de simulación, de los objetivos perseguidos con el mismo y de en qué grado se han alcanzado los mismos.

El **presente capítulo** expone de manera concisa el objetivo del proyecto y esboza la línea de razonamiento que se seguirá en la extracción de conclusiones y lecciones aprendidas.

Si bien se considera fuera del alcance de este proyecto el desarrollo teórico en profundidad de la Teoría de la Elasticidad subyacente en el Método de Elementos Finitos y de la implementación computacional del mismo, el **Capítulo 2** incluye nociones básicas del Método de Elementos Finitos necesarias para interpretar posteriormente los resultados obtenidos.

En el **Capítulo 3** se describe el problema físico que es objeto del presente proyecto, así como las propiedades físicas y químicas del material utilizado, mientras que en el **Capítulo 4** se detalla la metodología seguida para la consecución de una simulación que lo represente.

El **Capítulo 5** recoge de forma ordenada los resultados obtenidos mediante el proceso simulado, para su análisis y posterior extracción de conclusiones y lecciones aprendidas en el **Capítulo 6**.

El **Capítulo 7** invita a la realización de posibles trabajos futuros que complementen el llevado a cabo en este proyecto.

El **capítulo 8** agrupa las referencias y la lista bibliográfica utilizada para completar la información complementaria del proyecto.

Finalmente se incluyen dos anexos: el **Anexo A** que contiene el plano de la puerta montada en su posición de funcionamiento original como puerta corredera y el **Anexo B** que contiene la hoja de características del aluminio empleado en la fabricación del perfil del soporte.



2. MÉTODO DE LOS ELEMENTOS FINITOS

El Método de los Elementos Finitos es el método numérico más potente aplicable al análisis de estructuras de cualquier tipo, sometidas a solicitaciones mecánicas y térmicas tanto estacionarias como transitorias.

La Teoría de la Elasticidad establece para un problema dado las relaciones matemáticas exactas en forma diferencial, y plantea su integración cerrando el problema con condiciones iniciales y de contorno para obtener las funciones que definen las variables representativas del comportamiento de la estructura. [2]

El Método de los Elemento Finitos se trata de una simplificación de dichas ecuaciones, puesto que su forma diferencial se sustituye por un conjunto discreto de ecuaciones y de sus respectivas condiciones de contorno para su posterior resolución. En función del número de estas ecuaciones será necesario –como en el presente caso- o no implementar el problema para su resolución computerizada.

2.1 El Método de los elementos finitos en medios continuos

La discretización del problema en el caso de un medio continuo se lleva a cabo mediante un proceso de modelización para convertirlo en un número finito de elementos ensamblados entre sí en puntos llamados nodos, el planteamiento de las ecuaciones de desplazamientos para dichos nodos y la imposición de las condiciones de contorno apropiadas en términos de compatibilidad de desplazamiento nodal. [3]

De la resolución del mismo como un todo, se obtendrá el campo de desplazamientos para cada uno de los nodos y, a partir de él y si fuera necesario, el campo de tensiones. [4]

El comportamiento en el interior del elemento se interpolará a partir de los desplazamientos nodales mediante las llamadas funciones de forma.

Según este planteamiento, los errores se deberán principalmente a (i) la aproximación del dominio, (ii) la aproximación del comportamiento en el interior de cada elemento y (iii) la precisión aritmética usada en la resolución del sistema de ecuaciones mediante métodos numéricos.



2.1.1. Formulación general

2.1.1.1. Elemento

El subsiguiente desarrollo matemático considerará un elemento genérico e de nodos i, j, \dots , de superficie S_e y volumen V_e .

2.1.1.2. Campo de desplazamientos del elemento

$$\{a^e\} = \begin{Bmatrix} \{a_i\} \\ \{a_j\} \\ \vdots \end{Bmatrix}$$

donde $\{a_i\}$ es el vector columna de desplazamientos de cada nodo en coordenadas locales (ver Figura 2-1), que será de la forma

$$\{a_i\} = \begin{Bmatrix} u_i \\ v_i \\ w_i \end{Bmatrix}$$

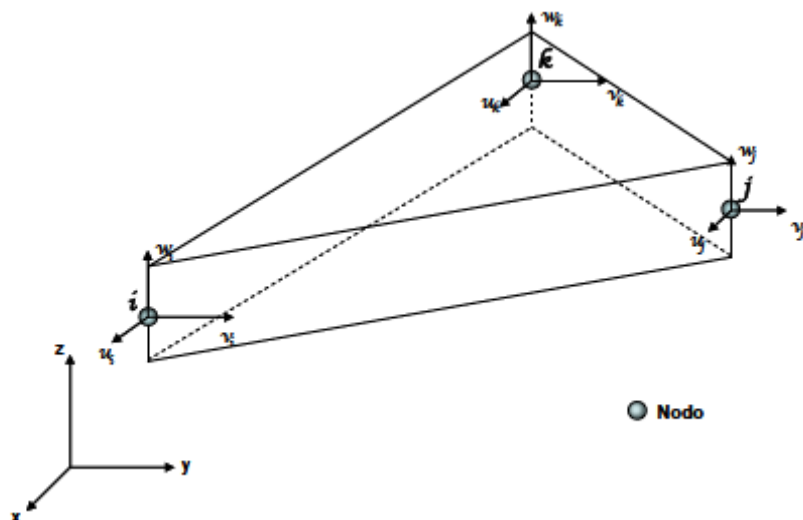


Figura 2-1 Representación esquemática del campo de desplazamientos de un elemento



El campo de desplazamientos del elemento quedará definido por tanto por la relación:

$$\{u(x, y, z)\} = [N(x, y, z)] \cdot \{a_e\} = \left\{ [N_i(x, y, z)], [N_j(x, y, z), \dots] \right\} \cdot \begin{Bmatrix} a_i \\ a_j \\ \vdots \end{Bmatrix}$$

donde $\{ [N_i(x, y, z)], [N_j(x, y, z), \dots] \}$ son las denominadas matrices de forma, que se caracterizan por las siguientes propiedades:

Son cuadradas, ya que el número de componentes del vector columna $\{u(x, y, z)\}$ es igual al número de componentes en $\{a_i\}, \{a_j\}, \dots$

Cumplen $[N_i(x_i, y_i, z_i)] = [I]$ $[N_i(x_j, y_j, z_j)] = [0]$ si $i \neq j$ puesto que las funciones de interpolación toman los valores de los desplazamientos nodales en los mismos.

Por lo tanto, si se considerasen las mismas funciones de forma en todas las componentes de

$\{u(x, y, z)\}$ se deduce que $[N_i(x_i, y_i, z_i)] = N_i(x_i, y_i, z_i)[I]$ en donde $N_i(x, y, z)$ es la función escalar de forma.

2.1.1.3. Campo de deformaciones del elemento

Las deformaciones se obtienen mediante derivadas parciales de las componentes del corrimiento y en general se escriben de la forma:

$$\{\gamma\} = [S]^* \{u\} = [S]^* [N]^* \{a^e\} = [B]^* \{a^e\} \text{ con } [B] = [S]^* [N]$$

donde $[S]$ es una matriz operacional que incluye las derivaciones parciales adecuadas, como se verá más abajo.

Teniendo en cuenta que $[N] = [[N_i], [N_j, \dots]]$ se tendrá:

$$[B] = [S]^* [N] = [[S]^* [N_i], [S]^* [N_j], \dots] = [[B_i], [B_j], \dots] \text{ en donde } [B_i] = [S]^* [N_i]$$

2.1.1.4. Campo de esfuerzos del elemento

El campo de esfuerzos $\{\sigma\}$, que contendrá el mismo número de elementos que el campo de deformaciones $\{\gamma\}$, vendrá dado por:

$$\{\sigma\} = [D]^* \{\epsilon\} = [D]^* \{\gamma\} - [D]\{\eta\}$$

donde $[D]$ es la matriz de rigidez del material y $\{\eta\}$ son las deformaciones térmicas.



2.1.1.5. Equilibrio del elemento

Suponiendo que existe una distribución de fuerzas volumétricas por unidad de volumen $\{F_v\}$ y que en sus bordes libres –si los tuviese- pueden actuar además fuerzas superficiales por unidad de superficie $\{\phi\}$, se trata de calcular el conjunto de fuerzas nodales $\{s\}$ que permite el equilibrio del elemento (ver Figura 2-2).

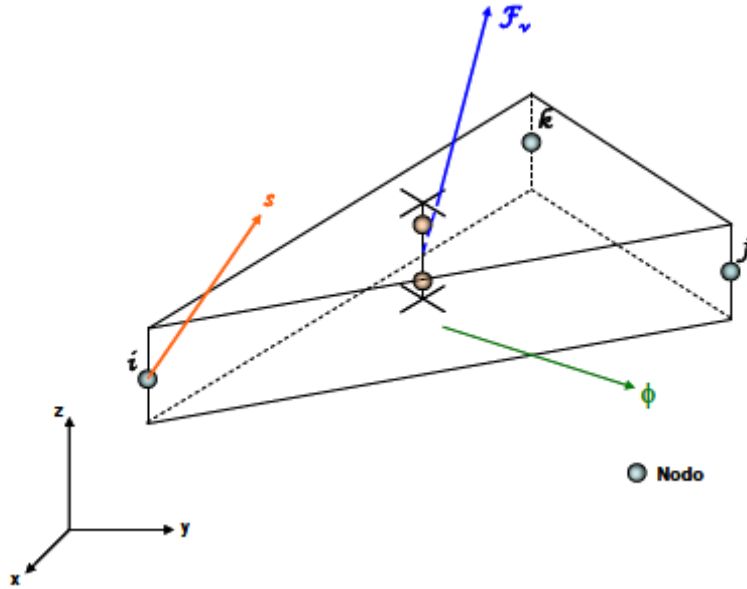


Figura 2-2 Fuerzas que intervienen en el equilibrio de un elemento

Aplicando el principio de los desplazamientos virtuales en correspondencia a un desplazamiento virtual del elemento arbitrario $\{\delta a^e\}$, el campo de desplazamientos de dicho elemento vendrá dado por:

$$\{\delta u\} = [N] \cdot \{\delta a^e\}$$

Mientras que el campo de deformaciones virtuales cinemáticamente consistente con $\{\delta a^e\}$ será:

$$\{\delta \gamma\} = [B] \cdot \{\delta a^e\}$$

De acuerdo con el principio de los desplazamientos virtuales resultará:

$$\{\delta a_e\} \cdot \{s\} + \iiint \{\delta u\}^T \cdot \{F_v\} \cdot dV + \iint \{\delta u\}^T \{\phi\} \cdot dS = \iiint \{\delta \gamma\}^T \{\sigma\} \cdot dV$$

Sustituyendo los valores de $\{\delta u\}$, $\{\delta \gamma\}$ y $\{\sigma\}$ quedará:

$$\{\delta a_e\} \cdot \left[\{s\} + \iiint [N]^T \cdot \{\phi\} \cdot dS - \iiint [B]^T \cdot [D] \cdot [B] \cdot dV \cdot \{a_e\} + \iiint [B]^T \cdot [D] \cdot \{\eta\} \cdot dV \right] = 0$$



Como la expresión anterior debe verificarse para cualquiera que sea el valor del desplazamiento virtual $\{\delta a_e\}$ que se considere, deberá ser:

$$\{s\} = \left[\iiint [B]^T \cdot [D] \cdot [B] \cdot dV \right] \cdot \{a_e\} - \iiint [B]^T \cdot [D] \cdot \{\eta\} \cdot dV - \iiint [N]^T \cdot \{W\} \cdot dV \\ - \iint [N]^T \cdot \{\phi\} \cdot dS = [k_e] \cdot \{a_e\} + \{s_0\} - \{p_e\}$$

Donde $[k_e]$ es la matriz de rigidez del elemento, $\{s_0\}$ son las fuerzas térmicas y $\{p_e\}$ la resultante de fuerzas volumétricas y superficiales en el elemento.

2.1.1.6. Integración del sistema de ecuaciones para el medio continuo

Una vez calculadas las matrices de rigidez de cada uno de los elementos y las resultantes de fuerzas equivalentes en los mismos, es necesario generar las matrices de transformación de coordenadas locales del elemento a coordenadas globales del medio continuo.

Se obtienen así las matrices de rigidez y los vectores de fuerzas equivalentes en ejes globales.

Mediante un proceso de ensamblado, se constituirá el sistema completo de ecuaciones con los desplazamiento en los nodos como incógnitas, que se resolverá eliminando los grados de libertad dependientes como consecuencia de las diferentes ligaduras (i.e. los nodos comunes a uno y otro elemento tendrán los mismos desplazamientos).

A partir de sus soluciones y mediante la ecuación $\{\sigma\} = [D]^* \{\varepsilon\} = [D]^* \{\gamma\} - [D] \{\eta\}$ se recuperará el campo de esfuerzos en cada elemento.



2.1.2 Formulación para ANSYS y discretización mediante elemento tipo PLANE 42 y SOLID 45

2.1.2.1 Elemento PLANE 42 [5]

El elemento PLANE 42 es utilizado para el modelado en 2D de estructuras. Este elemento también puede ser utilizado como un elemento plano (tensión plana) o como un elemento axilsimétrico.

El elemento está definido por cuatro nodos, con dos grados de libertad por cada nodo: Traslación en dirección nodal x e y.

El elemento posee plasticidad, fluencia, dilatación, rigidez, capacidad para soportar grandes deformaciones y tensiones

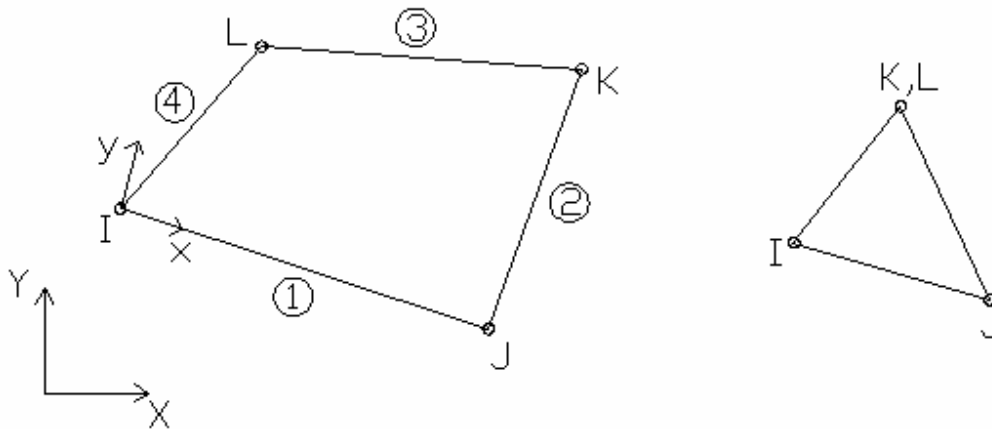


Figura 2-3 Geometría elemento PLANE 42



2.1.2.2 Elemento SOLID 45 [5]

El elemento SOLID 45 es utilizado para modelar estructuras 3D. Este elemento está definido por ocho nodos, con tres grados de libertad por nodo: traslaciones nodales en direcciones x, y, z. El elemento posee plasticidad, fluencia, dilatación, rigidez, capacidad para soportar grandes deformaciones y tensiones

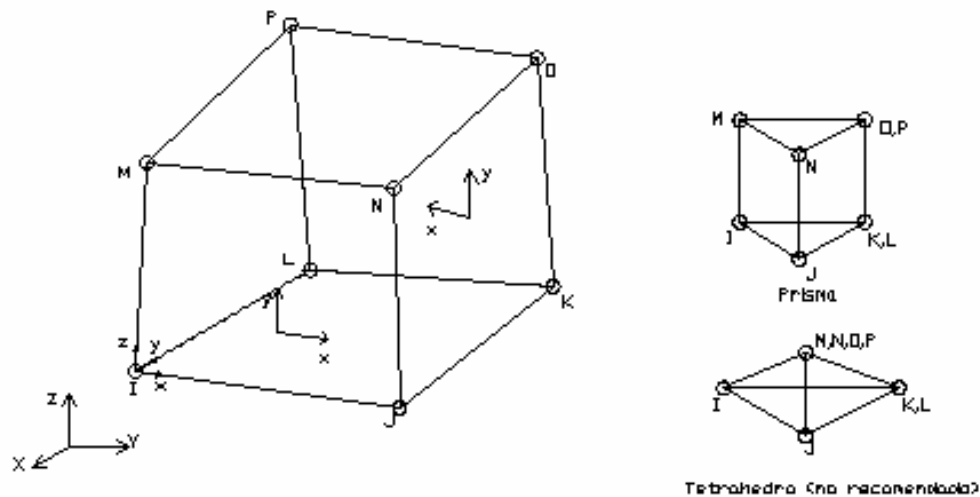


Figura 2-4 Geometría elemento SOLID 45

2.1.2.3 Campo de desplazamientos del elemento

Los desplazamientos para este elemento vienen dados por las relaciones [1]:

$$w(x, y) = \sum_i [N_{wi}(x_i, y_i)] \cdot \begin{Bmatrix} w_i \\ \theta_{xi} \\ \theta_{yi} \end{Bmatrix}$$

$$u(x, y) = \sum_i N_{mi}(x, y) \cdot u_i - z \cdot \frac{\delta w}{\delta x}$$

$$v(x, y) = \sum_i N_{mi}(x, y) \cdot v_i - z \cdot \frac{\delta w}{\delta y}$$

Donde $N_{mi}(x, y)$ son las funciones de forma para los desplazamientos en el plano, que cumplen:



$$N_{mi}(x,y)=1 \text{ y } N_{mj}(x,y)=0 \text{ para } j \neq i \text{ y}$$

$[N_{wj}(x_i, y_i)]$ son las matrices de orden (1,3) que contienen las funciones de forma para desplazamientos fuera del plano:

$$[N_{wj}(x_i, y_i)] = [1 \ 0 \ 0] \text{ para } j=i \quad [N_{wj}(x_i, y_i)] = [0 \ 0 \ 0] \text{ para } j \neq i$$

$$\frac{\partial [N_{wj}(x_i, y_i)]}{\partial x} = [0 \ 0 \ 1] \text{ para } j=i \quad \frac{\partial [N_{wj}(x_i, y_i)]}{\partial x} = [0 \ 0 \ 0] \text{ para } j \neq i$$

$$\frac{\partial [N_{wj}(x_i, y_i)]}{\partial y} = [0 \ -1 \ 0] \text{ para } j=i \quad \frac{\partial [N_{wj}(x_i, y_i)]}{\partial y} = [0 \ 0 \ 0] \text{ para } j \neq i$$

2.1.2.4 Campo de deformaciones del elemento

A partir del campo de desplazamientos se deducen el campo de deformaciones del elemento, que viene dado por las expresiones:

$$\varepsilon_x(x, y, z) = \frac{\partial u}{\partial x} = \sum_i \frac{\partial N_i(x, y)}{\partial x} \cdot u_i - z \cdot \sum_i \frac{\partial \partial [N_{wj}(x_i, y_i)]}{(\partial x)(\partial x)} \cdot \begin{Bmatrix} w_i \\ \theta_{xi} \\ \theta_{yi} \end{Bmatrix}$$

$$\varepsilon_y(x, y, z) = \frac{\partial v}{\partial y} = \sum_i \frac{\partial N_i(x, y)}{\partial y} \cdot v_i - z \cdot \sum_i \frac{\partial \partial [N_{wj}(x_i, y_i)]}{(\partial x)(\partial y)} \cdot \begin{Bmatrix} w_i \\ \theta_{xi} \\ \theta_{yi} \end{Bmatrix}$$

$$\gamma_{xy}(x, y, z) = \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} = \sum_i \frac{\partial N_i(x, y)}{\partial y} \cdot u_i + \sum_i \frac{\partial N_i(x, y, z)}{\partial x} \cdot v_i - 2z \cdot \sum_i \frac{\partial \partial [N_{wj}(x_i, y_i)]}{\partial(\partial y)} \cdot \begin{Bmatrix} w_i \\ \theta_{xi} \\ \theta_{yi} \end{Bmatrix}$$



De aquí:

$$\begin{Bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \gamma_{xy} \end{Bmatrix} = [B_m(x,y)] \cdot \begin{Bmatrix} u_1 \\ v_1 \\ \vdots \\ u_n \\ v_n \end{Bmatrix} + z \cdot [B_w(x,y)] \cdot \begin{Bmatrix} w_1 \\ \theta_{x1} \\ \theta_{y1} \\ \vdots \\ w_n \\ \theta_{xn} \\ \theta_{yn} \end{Bmatrix}$$

2.1.2.5 Campo de esfuerzos del elemento

El campo de esfuerzos para esta formulación verifica la relación descrita para la formulación general.

2.1.2.6 Equilibrio del elemento

Aplicando el principio de los Trabajos Virtuales para el elemento (ver Figura 2-5) de forma análoga a la de 2.1.1.5, resultan las expresiones:

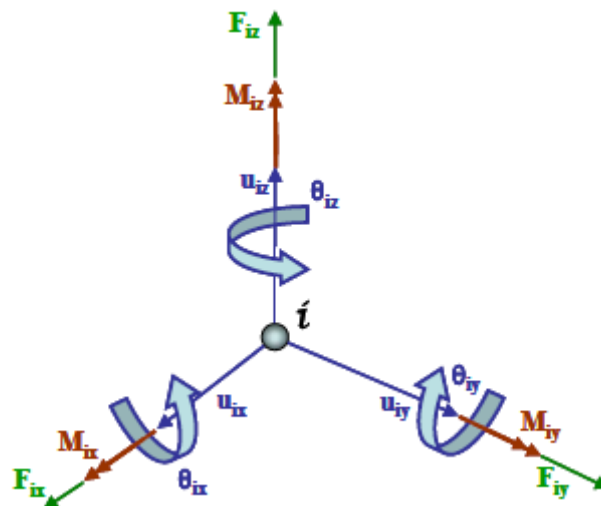


Figura 2-5 Esquema de desplazamientos, giros, fuerzas y momentos en un nodo



$$\begin{Bmatrix} \begin{Bmatrix} F_{x1} \\ F_{y1} \end{Bmatrix} \\ \cdot \\ \cdot \\ \cdot \\ \begin{Bmatrix} F_{xn} \\ F_{yn} \end{Bmatrix} \end{Bmatrix} = [K_m] \begin{Bmatrix} \begin{Bmatrix} u_1 \\ v_1 \end{Bmatrix} \\ \cdot \\ \cdot \\ \cdot \\ \begin{Bmatrix} u_n \\ v_n \end{Bmatrix} \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} \begin{Bmatrix} F_{x1} \\ F_{y1} \end{Bmatrix} \\ \cdot \\ \cdot \\ \cdot \\ \begin{Bmatrix} F_{xn} \\ F_{yn} \end{Bmatrix} \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} \begin{Bmatrix} F_{x1} \\ F_{z1} \end{Bmatrix} \\ \cdot \\ \cdot \\ \cdot \\ \begin{Bmatrix} F_{xn} \\ F_{yn} \end{Bmatrix} \end{Bmatrix}$$

$$\begin{Bmatrix} \begin{Bmatrix} F_{x1} \\ M_{x1} \\ M_{y1} \end{Bmatrix} \\ \cdot \\ \cdot \\ \cdot \\ \begin{Bmatrix} F_{xn} \\ M_{xn} \\ M_{yn} \end{Bmatrix} \end{Bmatrix} = [K_w] \begin{Bmatrix} \begin{Bmatrix} w_1 \\ \theta_{x1} \\ \theta_{y1} \end{Bmatrix} \\ \cdot \\ \cdot \\ \cdot \\ \begin{Bmatrix} w_n \\ \theta_{xn} \\ \theta_{yn} \end{Bmatrix} \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} \begin{Bmatrix} F_{x1} \\ M_{x1} \\ M_{y1} \end{Bmatrix} \\ \cdot \\ \cdot \\ \cdot \\ \begin{Bmatrix} F_{xn} \\ M_{xn} \\ M_{yn} \end{Bmatrix} \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} \begin{Bmatrix} F_{z1} \\ M_{x1} \\ M_{y1} \end{Bmatrix} \\ \cdot \\ \cdot \\ \cdot \\ \begin{Bmatrix} F_{zn} \\ M_{xn} \\ M_{yn} \end{Bmatrix} \end{Bmatrix}$$

Donde la primera ecuación representa las cargas y desplazamientos en el plano, y la segunda la flexión fuera del plano. Las fuerzas con subíndice T corresponden a las cargas debidas a temperatura y las de subíndice V son las cargas nodales equivalentes a las fuerzas volumétricas. En este caso, debido a la simetría, quedan desacopladas las ecuaciones correspondientes a flexión y las de la placa trabajando en su plano.



Reorganizando las ecuaciones, se puede escribir de la forma:

$$\begin{Bmatrix} F_{x1} \\ F_{y1} \\ F_{z1} \\ M_{x1} \\ M_{y1} \\ M_{z1} \\ \vdots \\ F_{xn} \\ F_{yn} \\ F_{zn} \\ M_{xn} \\ M_{yn} \\ M_{zn} \end{Bmatrix} = [K_e] \begin{Bmatrix} u_1 \\ v_1 \\ \theta_1 \\ \theta_1 \\ \theta_1 \\ \vdots \\ u_n \\ v_n \\ w_n \\ \theta_{xn} \\ \theta_{yn} \\ \theta_{zn} \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} F_{x1} \\ F_{y1} \\ F_{z1} \\ M_{x1} \\ M_{y1} \\ M_{z1} \\ \vdots \\ F_{xn} \\ F_{yn} \\ F_{zn} \\ M_{xn} \\ M_{yn} \\ M_{zn} \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} F_{x1} \\ F_{y1} \\ F_{z1} \\ M_{x1} \\ M_{y1} \\ M_{z1} \\ \vdots \\ F_{xn} \\ F_{yn} \\ F_{zn} \\ M_{xn} \\ M_{yn} \\ M_{zn} \end{Bmatrix}$$

2.1.2.7 Integración del sistema de ecuaciones para el medio continuo

Con la formulación detallada en la sección 2.1.2.6, las filas y columnas correspondientes a los giros θ_z son nulas. En algunos modelos, esto puede hacer que la matriz de rigidez global sea singular. Para evitarlo, existen varias formas de asignar rigideces para estos grados de libertad, que están descritas en la literatura sobre Elementos Finitos.

Una vez solventado este posible inconveniente y resuelto el sistema de ecuaciones, se podrían recuperar los esfuerzos con la relación de la sección 2.1.1.5



2.2 La herramienta Ansys [7]

ANSYS, Inc. fue fundada en 1970 (Swanson Analysis Systems, Inc.) utilizando aproximadamente 1700 empleados. La mayoría con experiencia en elemento finito y dinámica de fluido computacional.

ANSYS desarrolla, comercializa y presta soporte a la ingeniería a través de software de simulación para predecir como funcionará y reaccionará determinado producto bajo un entorno real. ANSYS continuamente desarrolla tecnología enfocada a la simulación y a través del tiempo ha adquirido otros software para ofrecer un paquete de aplicaciones que pueden ser unificadas para los problemas más complejos. Además presta soporte a la industria.

ANSYS, Ins. es un software de simulación ingenieril. Está desarrollado para funcionar bajo la teoría de elemento finito para estructuras y volúmenes finitos para fluidos.

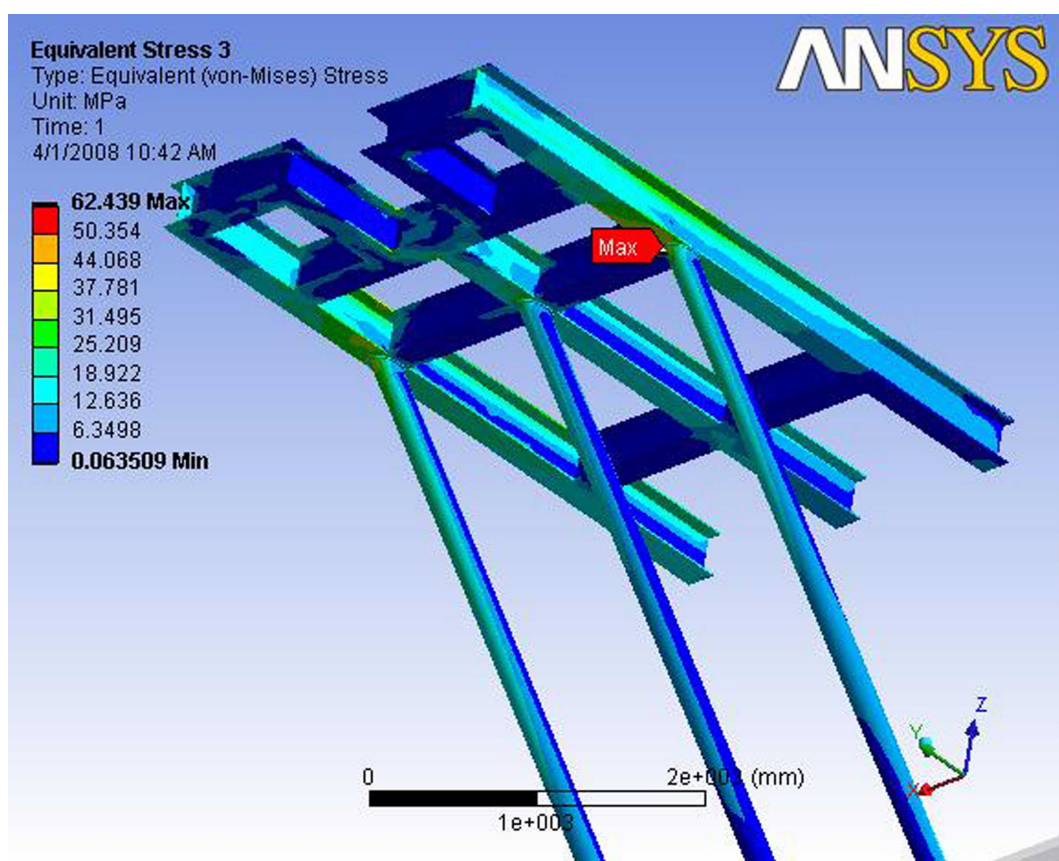


Figura 2-6 Ejemplo de cálculo estructural mediante Ansys

En 2008, el National Institute of Standards and Technology de Estados Unidos utilizó ANSYS para modelar los acontecimientos que llevaron al inicio del desplome del edificio World Trade Center durante los atentados del 11 de septiembre de 2001.



2.2.1 Comienzos

En 1963, Dr. John Swanson trabajó en los laboratorios nucleares de Westinghouse en Pittsburgs. Él era el responsable del análisis del reactor nuclear junto a todos sus componentes. Él utilizó códigos computacionales para predecir las curvas de esfuerzos del rotor del reactor, el cual se veía afectado tanto por la presión como por la temperatura. Con el pasar de los años, Swanson fue afinando el método para poder ser utilizado bajo geometría en 3-D, análisis no lineales para deformaciones plásticas, análisis dinámico y los códigos para transferencia de calor fueron avances realizados por Wilson en Aerojet. El código original desarrollado por Swanson incluía un análisis 2D axisimétrico, quería combinar estos avances así como remover códigos que se repetían en la resolución de ecuaciones y en el post-procesamiento.

Swanson quería una integración que hiciera del código una herramienta para disminuir el tiempo de cálculo y análisis de los ingenieros de Westinghouse y otra compañías, esta ahorraría mucho dinero a los que la utilizaran, pero no estaba de acuerdo, de tal forma Swanson abandono la compañía en 1969, pero no sin antes haber mandado el código a COSMIC para poder retomar el proyecto más tarde por su cuenta.

Swanson Analysis Systems, Inc fue incorporada a mediados de los años 1970 a la casa Swanson. Por otro lado John continuaba trabajando en STASYS (el software que venía desarrollando para Westinghouse). Con el tiempo él se convirtió en un consultor y no en un empleado y pidió permiso para integrar los avances que había hecho Swanson en STASYS y Westinghouse no tuvo ningún problema debido a que lo que ellos querían era la solución efectiva de sus problemas. De esta forma los avances de Swanson y de John se unieron acelerando el proceso y el avance de ANSYS.

La primera versión de ANSYS fue programada a finales de 1970. Westinghouse fue el primer cliente que usaba ANSYS como programa principal de análisis en el diseño. Según el Dr. Swanson, el nombre ANSYS se escogió porque los abogados le aseguraron a Swanson que ANSYS era solo un nombre y que nada podía afectar los derechos de autor sobre el código ya creado. Durante ese periodo todos los programas eran escritos sobre tarjetas perforadas. La instalación del programa incluía el traslado de personal para hacer las adaptaciones necesarias a la máquina para poder insertar las tarjetas en grandes computadoras.

El Dr. Peter Kohnke conoció a John Swanson a principios de 1971. Swanson le ofreció trabajo a Kohnke en otoño de 1971, y éste finalmente aceptó en 1973 y hasta diciembre de 2005 aún trabajaba en ANSYS Inc.



2.2.2 Antecedentes y herramientas similares

Desde finales de los años 1950 y principios de los años 1960 han sido implementados diferentes métodos para el análisis basado en el Método de los elementos finitos, pero casi siempre basados en fuerzas y no en desplazamientos. El software de elementos finitos comerciales apareció en la década de 1970, utilizaban toda la capacidad de cómputo de los grandes computadores centrales o mainframes y estaban dirigidos esencialmente a las industrias aeronáutica, automotriz, de defensa y nuclear. En la actualidad, este tipo de programas funciona en ordenadores de escritorio y realizan al mismo tiempo el análisis de diferentes fenómenos, como por ejemplo, termomecánica, electromecánica y mecánica estructural. Algunos de los productos disponibles son ABAQUS de Dassault Systèmes, FLUENT, Comsol Multiphysics y ANSYS. Cada licencia para alguno de estos sistemas cuesta del orden de miles de euros.

En el mundo del software libre existe Open FEM desarrollado en conjunto por el INRIA y la empresa SDTools y funciona bajo matlab y scilab. El mercado para este tipo de software crece a una tasa de 11% anual y entre los sistemas disponibles, los de Ansys.Inc ocupan en Europa la mayor parte de mercado, específicamente en el dominio de la distribución de software de simulación y de cálculo, siendo Alemania y Francia los mayores consumidores de estos productos (cifras de 2007)

2.2.3 Funcionamiento de Ansys [11]

ANSYS esta dividido en tres herramientas principales llamados módulos: pre-procesado (creación de geometría y mallado), procesado y post-procesado. Tanto el pre-procesado como el post-procesado están previstos de una interfaz gráfica. Este procesado de elemento finito para la solución de problemas mecánicos incluye: análisis de estructuras dinámicas y estáticas (ambas para problemas lineales y no-lineales), análisis de transferencia de calor y fluidodinámica, y también problemas de acústicas y de electromagnetismo. Usualmente el uso de estas herramientas se utiliza simultáneamente logrando mezclar problemas de estructuras junto a problemas de transferencia de calor como un todo. Este software es usado también en ingeniería civil y eléctrica, física y química.



2.2.4 Características

Integrado

Permite la asociación de distintas tecnologías para el desarrollo de un producto sin abandonar una única plataforma. Además su integración permite la asociación con el software más avanzado de CAD. Por último, su sistema de integración permite incluirse sin dificultad en sistemas de documentación propios de cada empresa.

Modular

ANSYS permite que los clientes instalen una única aplicación para la solución de un problema específico. A medida que el usuario avanza en la solución, este puede necesitar análisis más complejos, hasta llegar al proceso de validación. Los distintos módulos de ANSYS permiten solucionar los problemas por partes.

Extensible

ANSYS propone "aplicaciones verticales" o adaptaciones más específicas según las requiera el cliente. Estas adaptaciones pueden automatizar procesos que realiza normalmente un cliente hasta aplicaciones más complejas que se adaptan a determinados sectores industriales.

Desventajas

La mayoría de los errores y desventajas de ANSYS, más que basarse en el programa mismo, se basan en el elemento finito utilizado por el programa para realizar los análisis.

1. La solución otorgada por el programa es una compleja mezcla de cálculos discretos. Y los esfuerzos, temperaturas y otras propiedades representan parámetros continuos. Dicho esto, los resultados arrojados por ANSYS son aproximaciones que dependerán del número de elementos utilizados.
2. La geometría del objeto que se desee analizar, puede generar errores en la solución debido a que si el mallado realizado no mantiene ciertos parámetros en rango predeterminados como son los ángulos de las aristas, así como las relaciones de tamaño en las aristas, el método puede fallar en un punto lo cual afecta la convergencia del sistema.
3. La densidad de elementos utilizados se debe introducir de manera manual. Es decir el usuario debe hacer correr ANSYS aumentando consecutivamente la cantidad de elementos utilizados hasta conseguir una convergencia que varíe menos que el criterio de parada utilizado. Esto genera gran costo computacional y de tiempo por parte del usuario.
4. Debido a la utilización de un rango discreto en cuanto a las propiedades de la materia, se debe aumentar la cantidad de puntos en el mallado del objeto en los puntos en que el gradiente de la propiedad analizada sea muy grande para obtener resultados más precisos.
5. El tipo de elemento, así como algunas propiedades son introducidas de forma manual por el usuario. Lo cual genera errores de tipo humano en la utilización



de ANSYS, que en ocasiones el programa no muestra una alerta sobre los rangos normalmente utilizados.

2.2.5 Productos ANSYS

- **ANSYS:** Análisis estructural, transferencia de calor, dinámica de fluidos, electromagnética, campos acoplados.
- **ANSYS Workbench:** Análisis estructural, térmico, de fluidos, electromagnético.
- **ANSYS CFX:** Procesos con fluidos, flujos, transferencias de calor o reacciones químicas en CFD.
- **Soluciones ANSYS AUTODYN:** Software explícito para análisis de cargas extremas de corta duración.
- **Soluciones ANSYS de mallado:** ANSYS ICEM CFD/AI*Environment es una herramienta para el pre-proceso y post-proceso
- **CivilFEM con ANSYS:** Análisis estructural y aplicaciones de Ingeniería civil.

2.2.6 Proceso típico de realización de un cálculo [5] [6]

- Preproceso
 - Establecimiento del modelo, se construye la geometría del problema, creando líneas, áreas o volúmenes. Sobre este modelo se establecerá la malla de elementos. Esta parte del preproceso es opcional, dado que la ubicación de los elementos de la malla puede provenir de otras aplicaciones de diseño.
 - Se definen los materiales a ser usados en base a sus constantes. Todo elemento debe tener asignado un material particular.
 - Generación de la malla, realizando una aproximación discreta del problema en base a puntos o nodos. Estos nodos se conectan para formar elementos finitos que juntos forman el volumen del material. La malla puede generarse a mano o usando las herramientas de generación automática o controlada de mallas.
- Proceso
 - Aplicación de cargas, Se aplican condiciones de borde en los nodos y elementos, se puede manejar valores de fuerza, tracción, desplazamiento, momento o rotación.
 - Obtención de la solución, que se obtiene una vez que todos los valores del problema son ya conocidos.
- Postproceso
 - Visualización de resultados, por ejemplo como dibujo de la geometría deformada del problema.
 - Listado de resultados, igualmente como datos en una tabla.



3. PROBLEMA FÍSICO Y PROPIEDADES DEL MATERIAL

En este apartado se va a detallar el problema físico que nos ocupa, así como las propiedades del material utilizado para la fabricación del perfil objeto de estudio.

3.1 Problema físico

Para el estudio en Ansys, se simplificará la geometría, tratando de mantener en lo posible el diseño original. Esta simplificación se debe a que el perfil presenta muchos vértices y uniones lejos de la zona objeto de estudio, que pueden provocar la aparición de puntos singulares, aportando complejidad al modelo, sin aumentar su validez.

Se consideran las siguientes dimensiones y carga para la puerta:

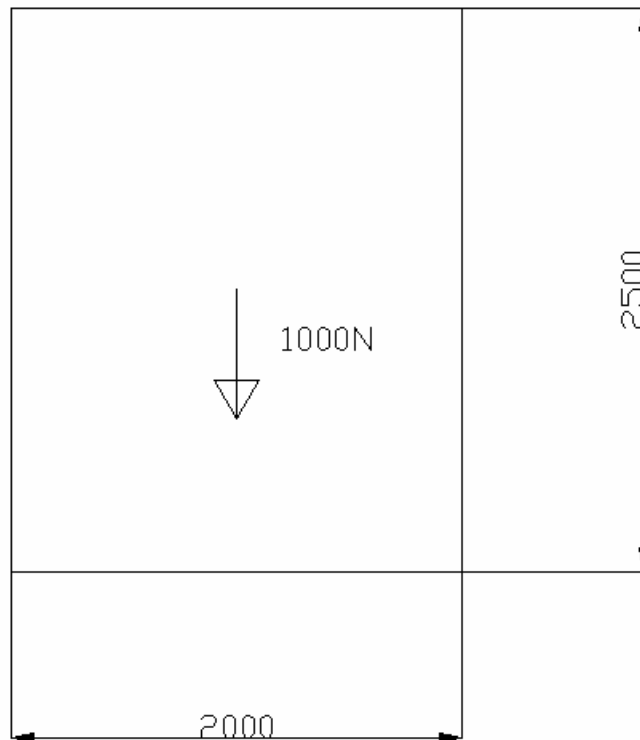


Figura 3-1 Dimensiones (mm) y carga de la puerta



3.2 Propiedades del material

El material de construcción del perfil de soporte es Aluminio Aleación 6063 (AL Mg Si 0,5).

Esta aleación debida a su gran facilidad de extrusión, obtención de características mecánicas adecuadas, correcto aspecto de superficie y buen coloreado al anodizarse tiene múltiples aplicaciones.

Entre ellas cabe destacar:

- Perfiles de carpintería metálica, puertas, ventanas.
- Carcasas para motores eléctricos.
- Sistemas de ensamblado.
- Elementos especiales para maquinaria.
- Tubos de riego e instalaciones neumáticas.

y en general donde se busque una aplicación decorativa.

En las siguientes figuras podemos apreciar distintos elementos fabricados en aluminio aleación 6063.



Figura 3-2 Perfil de ventana en aluminio 6063

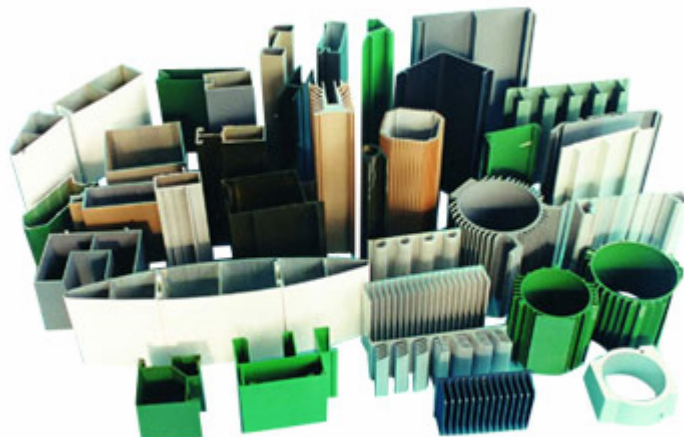


Figura 3-3 Distintos perfiles fabricados en aluminio 6063

La **composición química** de esta aleación es la siguiente: [9]

Si	Fe	Cu	Mn	Mg	Cr	Zn	Ti	Otros	Al
0,3- 0,6%	0,1- 3,3%	0,1%	0,3%	0,4- 0,6%	0,05%	0,15%	0,2%	0,15%	Resto

Tabla 3-1 Composición química aluminio Aleación 6063

Las propiedades mecánicas que presenta esta aleación son: [9]

Estado	T-5
Peso específico	2.700Kg/m ³
Carga de rotura	220MPa
Límite elástico	170MPa
Alargamiento A5	14%
Resistencia a cizalladura	140MPa
Módulo de elasticidad	70GPa
Dureza Brinell	65HB

Tabla 3-2 Propiedades mecánicas aluminio Aleación 6063



4. SIMULACIÓN MEF MEDIANTE ANSYS

Para el estudio del perfil de aluminio, se dispone del plano en versión Autocad, del cual se obtendrá la geometría a representar en Ansys.

Para ello, se acotan las distintas dimensiones en Autocad.

A continuación se reproducirá dicha geometría en Ansys mediante su interfaz gráfica,

4.1. Modelo 2D

La geometría a estudiar es la siguiente:

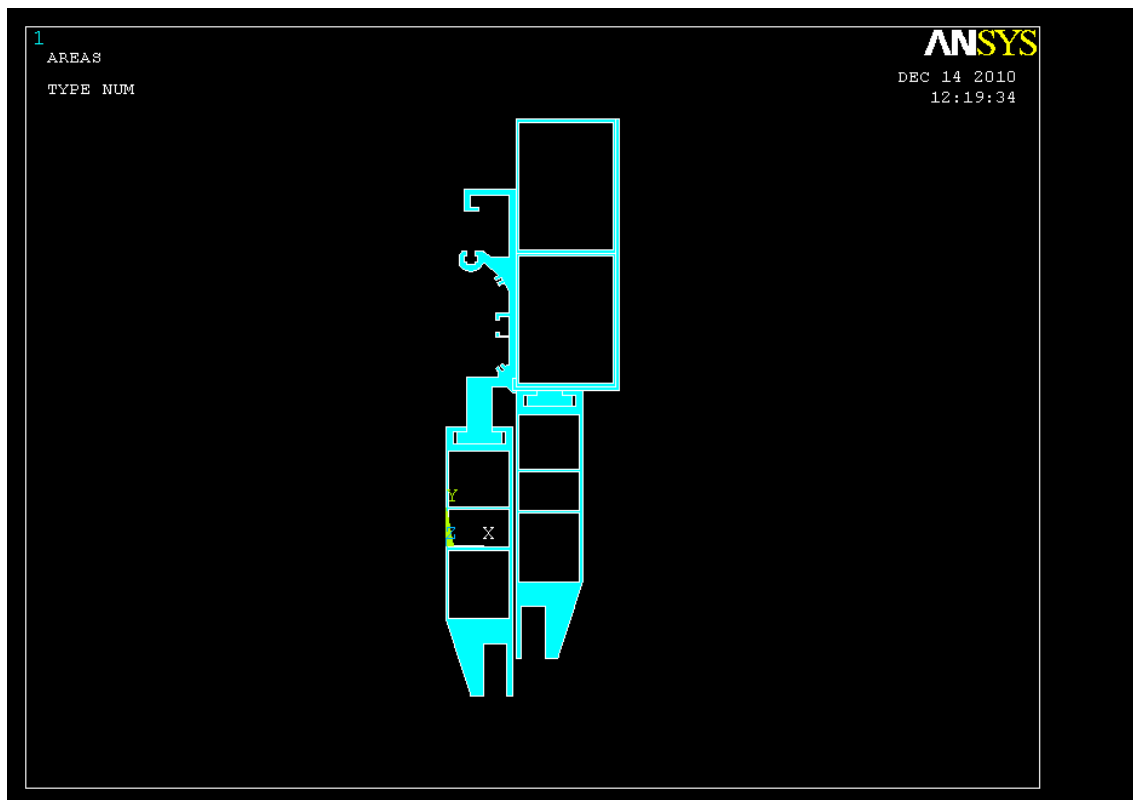


Figura 4-1 Geometría 2D en Ansys

Para el modelo bidimensional, se considera una carga de $P=1000N$ por perfil.

Por tanto medio perfil soportará una carga Q :

$$Q = \frac{P}{2} = 500N$$

Esta carga se distribuye longitudinalmente ($L=2000mm$), considerando una rebanada unidad de $1mm$:

$$Q' = \frac{500N}{2000mm} = 0,25N/mm$$



Se considera la carga repartida en 10 nodos/perfil (así se reparte la carga a lo largo de una línea y no se aplica puntualmente), obteniendo Q'' :

$$Q'' = \frac{0,25N}{10nodos} = 0,025N / nodo$$

Además se restringen todos los grados de libertad del perfil en la zona en la que va fijado a la pared.

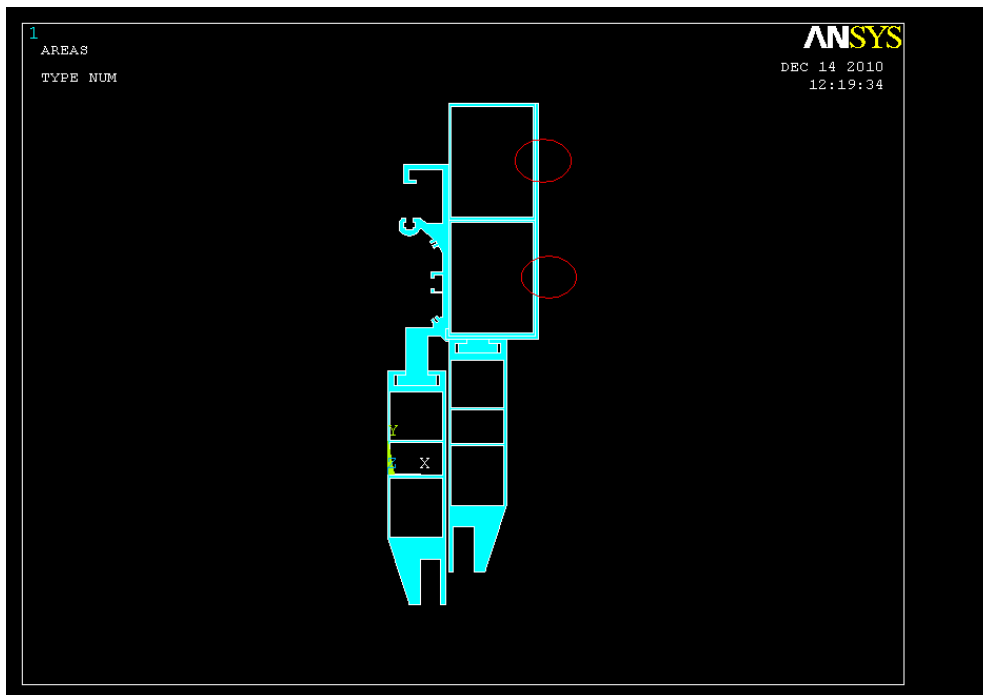


Figura 4-2 Restricciones de la estructura

El tipo de elemento empleado para mallar es PLANE 42, con un tamaño de malla de 1 milímetro



En la siguiente figura se puede observar como se deforma la pieza al someterla a los esfuerzos mencionados anteriormente.

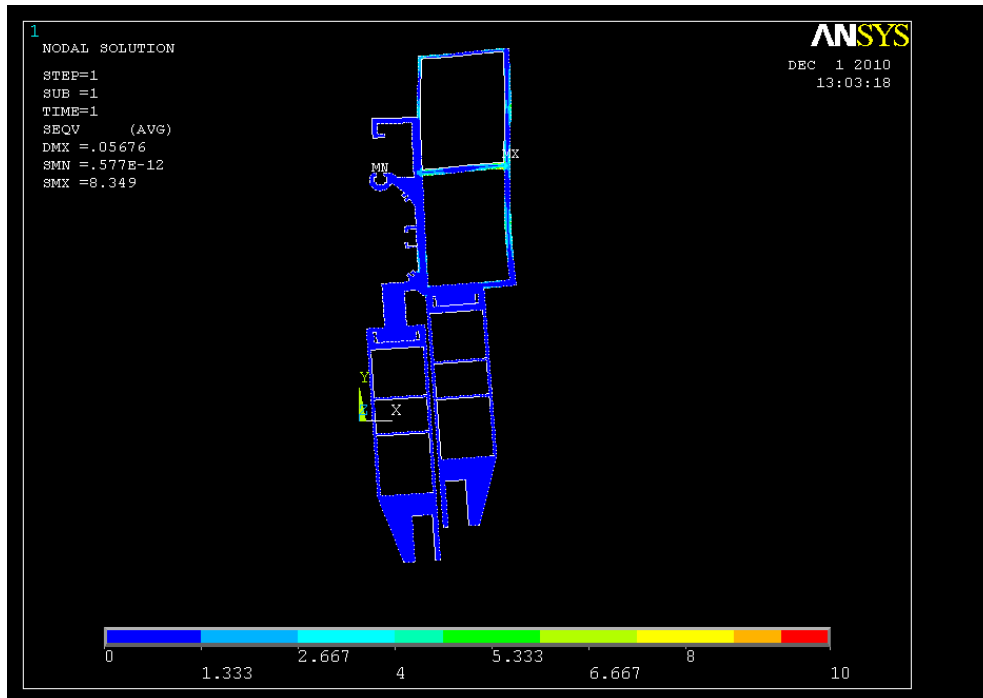


Figura 4-3 Estructura deformada

Los valores máximos obtenidos para la tensión equivalente de Von Mises y desplazamiento son los siguientes:

Tensión equivalente de Von Mises (SMX) = 8,349 MPa

Desplazamiento máximo (DMX) = 0,05676 mm

La tensión se encuentra muy por debajo del límite elástico del material (170MPa), por lo que el perfil utilizado resistiría de forma adecuada los esfuerzos a los que es sometido.



4.2. Modelo 3D

A continuación se extruye el modelo 2D hasta una longitud de 250 milímetros. Se realizan dos taladros pasantes en los perfiles superiores, que representan el lugar donde va fijada la puerta a la pared mediante tornillos. Para representar la coacción de movimientos que supone la fijación del perfil superior a la pared mediante tornillos, se restringen todos los grados de libertad de la pieza en estas dos áreas.

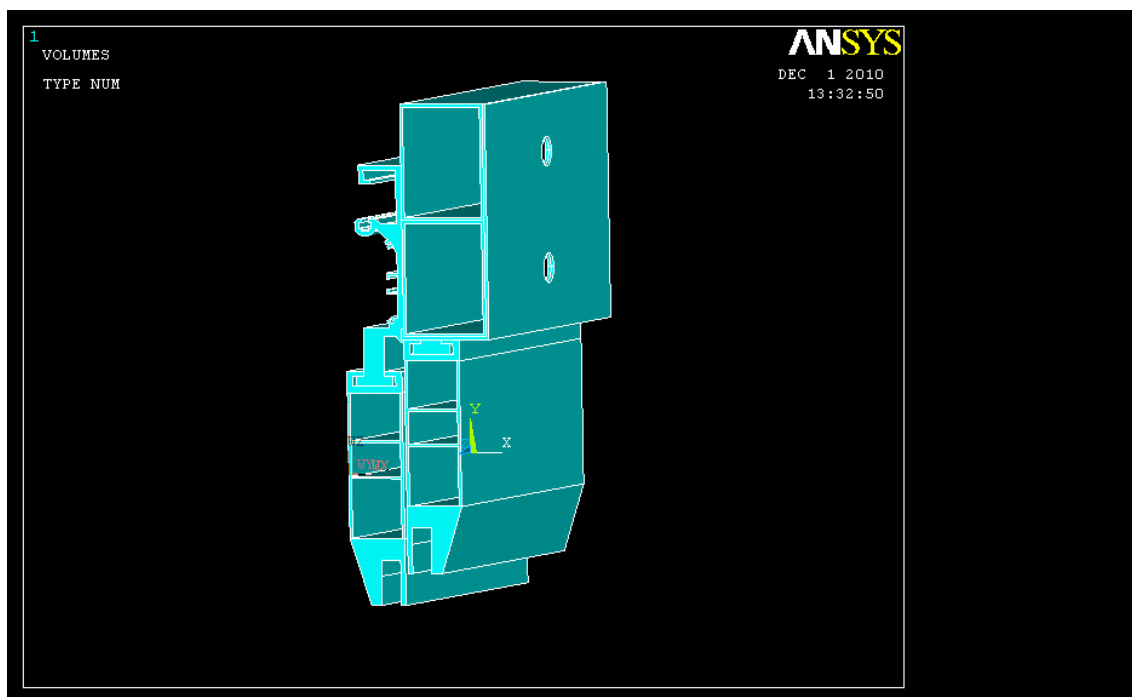


Figura 4-4 Geometría 3D en Ansys

El tipo de elemento empleado para mallar es SOLID 45, con un tamaño de malla de 2 milímetros

Para aplicar la carga de forma análoga a la utilizada en el modelo 2D, se contabiliza el número de nodos que hay en la caras donde actúan las cargas exteriores, para repartir en ellos la carga Q .

Número de nodos = 2520 nodos

Teniendo 4 perfiles que sufren carga, el nº de nodos por perfil es:

$$n = 2520 / 4 = 630 \text{ nodos/perfil}$$

La carga correspondiente a la longitud extruida será:

$$Q' = 500N * \frac{250mm}{2000mm} = 62,5N \text{ en cada cara del perfil}$$



A continuación se calcula la carga que sufre cada nodo:

$$Q' = \frac{62,5N}{630nodos} = 0,0992N / nodo$$

Para aplicar esta carga a los nodos correspondientes, se dividen las áreas donde van a actuar las fuerzas verticales por una línea horizontal, para asemejarlo lo más posible al modelo 2D.

Se pueden apreciar las áreas en la siguiente figura:

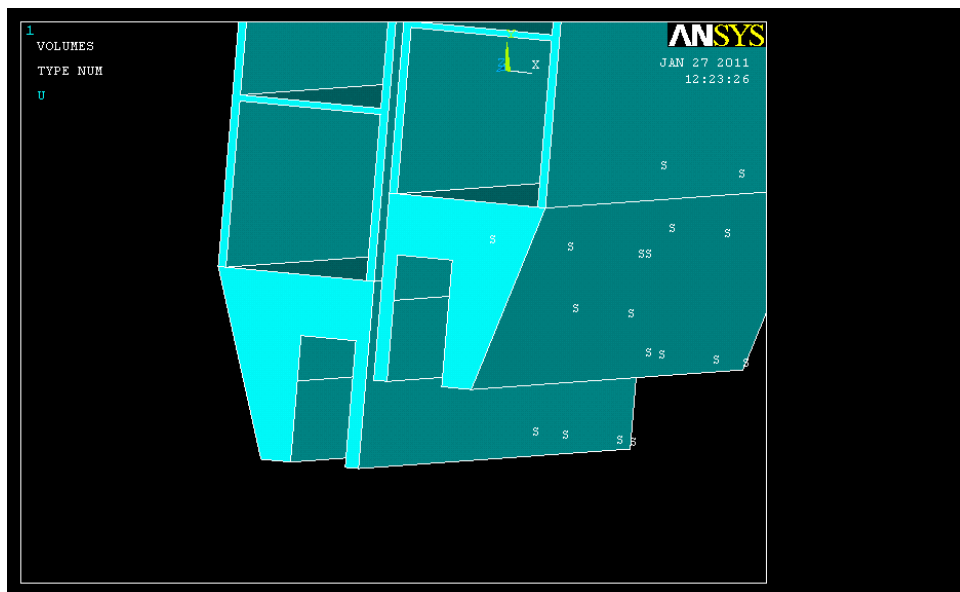


Figura 4-5 Áreas cargadas



Como se puede observar, la máxima tensión se produce en la zona del taladro inferior de los perfiles que van fijados a la pared y su valor es inferior al del límite elástico del material, por lo que no se producirían esfuerzos no soportados por el material.

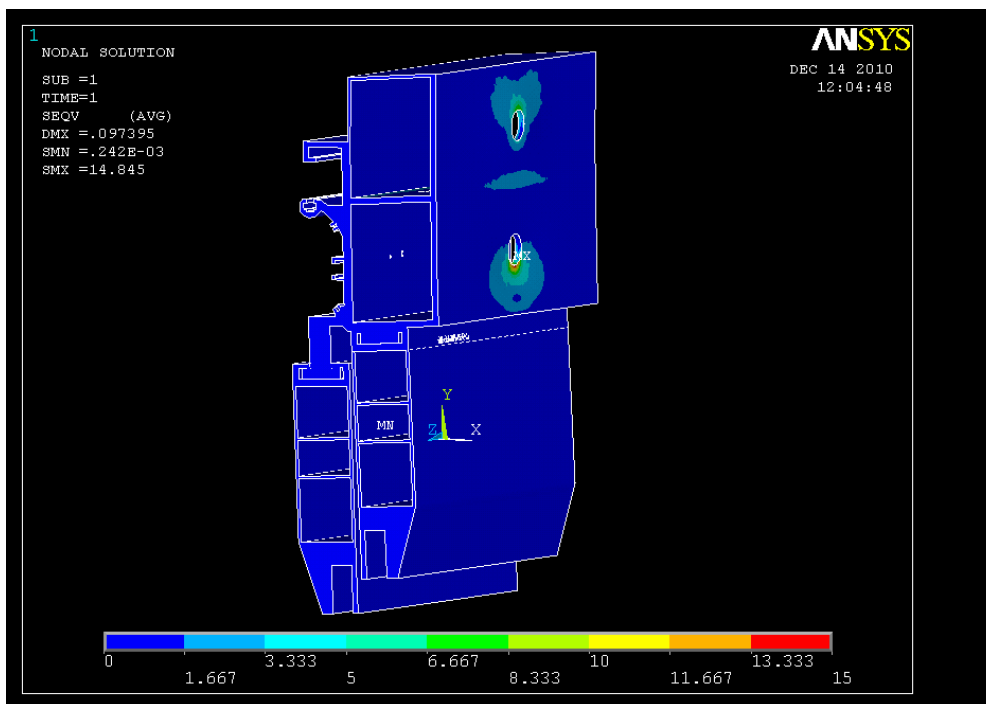


Figura 4-6 Estructura 3D deformada

Los perfiles inferiores no presentan tensiones altas, por lo que resisten perfectamente las solicitaciones a las que están sometidos.

Los valores máximos obtenidos para la tensión de Von Mises y desplazamiento son los siguientes:

Tensión equivalente de Von Mises (SMX) = 14,845 MPa

Desplazamiento máximo (DMX) = 0,097395 mm

De nuevo la tensión equivalente de Von Mises no supera el límite elástico del material, por lo que no plastifica.

En el apartado 5.1 se compararán los resultados obtenidos en los apartados 4.1 y 4.2

De esta forma se puede valorar la validez de los resultados obtenidos para el modelo 3D, comparando con los resultados obtenidos para el modelo 2D



4.3 Modelo 3D batiente

Para modelizar correctamente el siguiente caso, se tienen que estudiar qué efectos produce el cambio en la forma de trabajar de la puerta, al pasar de corredera a batiente.

Se representa la puerta apoyada como:

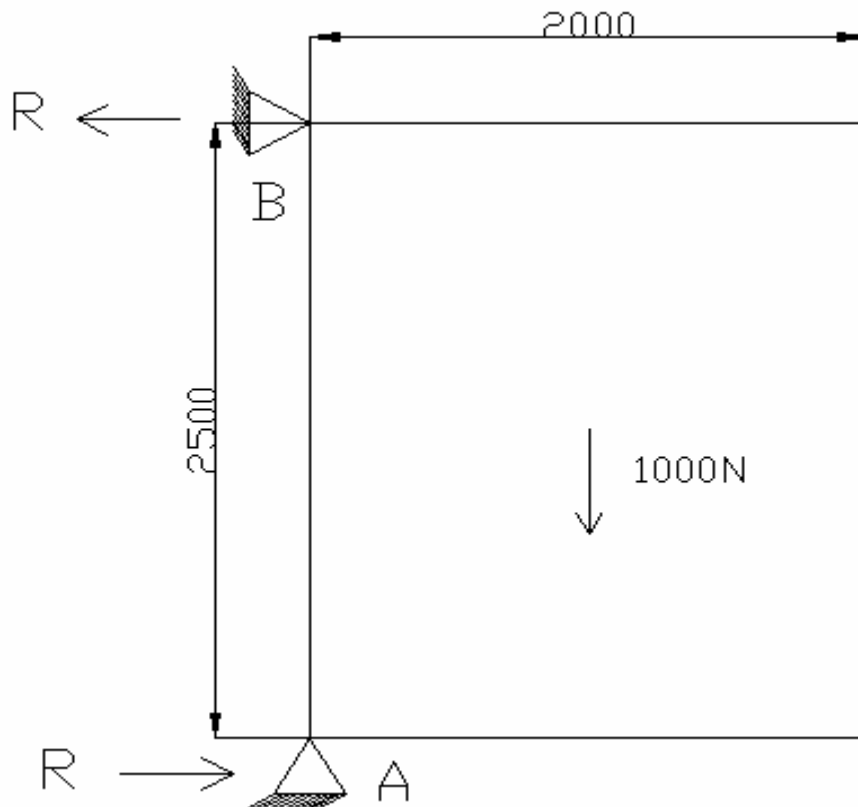


Figura 4-7 Modelo 3D puerta batiente

A continuación se calcula el par de Fuerzas equivalentes al momento que genera el peso propio de la puerta, situado a 1000mm de distancia horizontal a los puntos A y B.

Tomando momentos en B:

$$\Sigma M_B = 0 \rightarrow -1000N * 1m + R * 2,5m = 0$$

$$R = \frac{1000N}{2,5} = 400N$$

Se ha supuesto que el apoyo inferior A absorbe tanto el peso de la puerta, como la resultante R aplicada en él



Por tanto, el punto de interés para estudio es el punto B, que debe soportar una fuerza igual a R, pero de sentido contrario.

Esta fuerza F se aplicará de la siguiente forma:

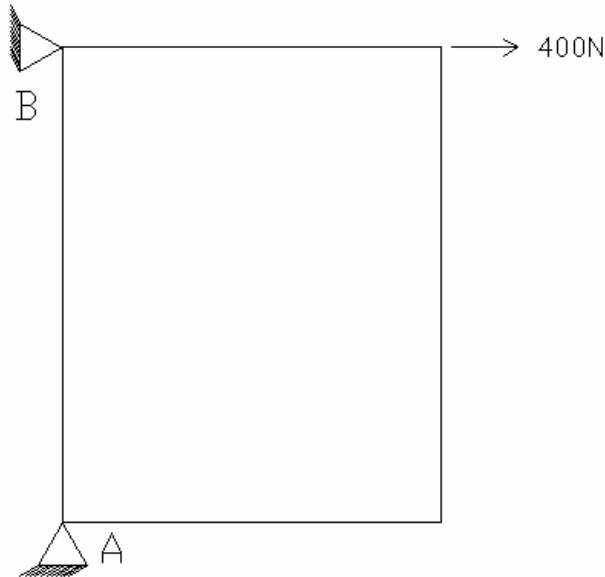


Figura 4-8 Modelo 3D fuerza resultante

Para que la puerta pueda trabajar como abatible, se ha diseñado un bulón que une el perfil de aluminio al soporte que se fija a la pared mediante unión atornillada.

Aprovechando que el perfil de aluminio tiene forma rectangular, se diseña la zona inferior con geometría cuadrada. El resto de la pieza está compuesta por dos cilindros de diferente diámetro, de forma que la pieza pueda girar alrededor de este eje.

En la siguiente figura se aprecia la geometría del bulón sobre el que pivotará la puerta:

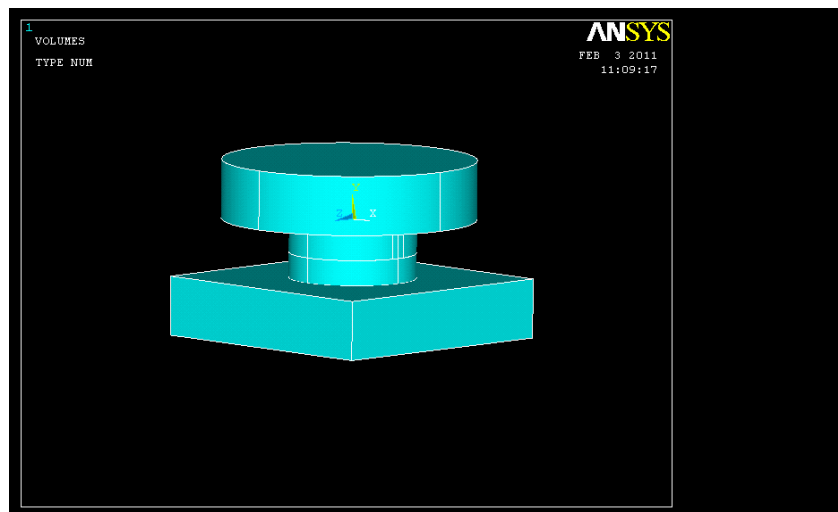


Figura 4-9 Bulón de unión



En la siguiente figura se representa la unión del perfil de aluminio al soporte mediante el bulón:

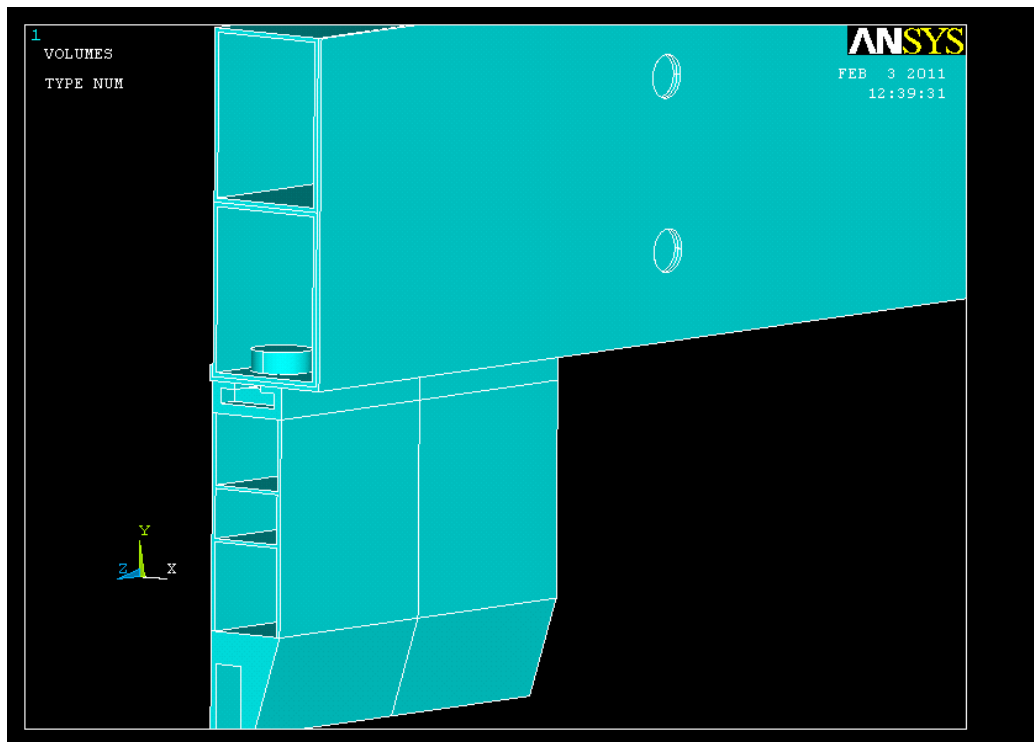


Figura 4-11 Unión puerta batiente

A continuación se realiza la extrusión del soporte a 900mm. También se llevan a cabo nuevos taladros en el perfil superior, de forma que la carga se reparta de forma equitativa a lo largo de la longitud del soporte.

Dado que la puerta trabaja ahora de forma batiente, para este nuevo modelo se tendrá en cuenta que van a producirse dos situaciones con esfuerzos diferentes.

La primera situación se produce con la puerta cerrada, donde perfil y soporte están situados de forma paralela.

En el segundo caso la puerta estará abierta, formando los perfiles un ángulo de 90°.

Se analizarán a continuación ambos casos.



4.4. Modelo 3D batiente puerta posición cerrada

En primer lugar se analiza el modelo que representa la puerta cerrada. Restringiendo todos los grados de libertad del soporte en las áreas que representan los taladros.

Se obtiene la siguiente geometría:

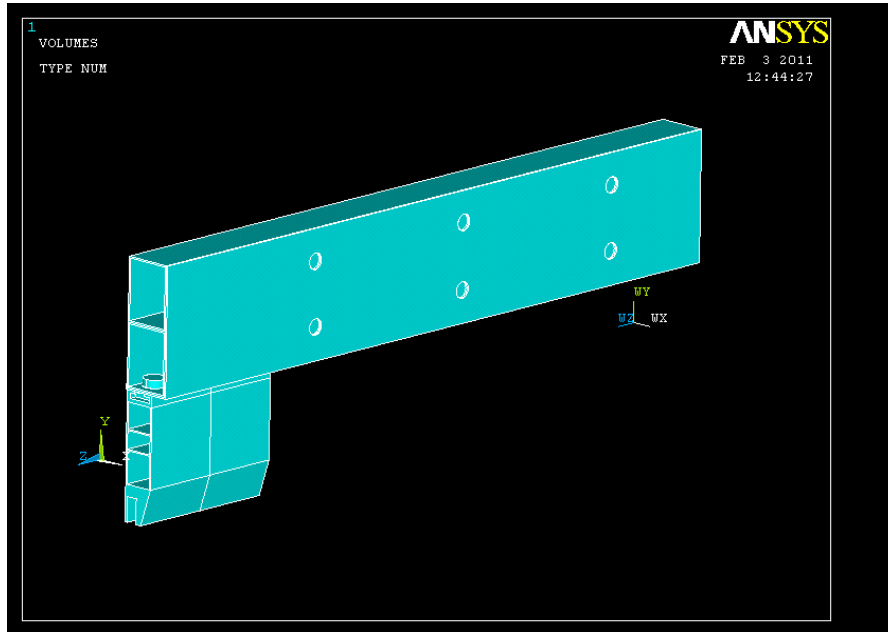


Figura 4-12 Geometría puerta batiente posición cerrada

Para un mallado con espesor de malla de 5 milímetros, aplicando la fuerza F calculada anteriormente estos son los resultados obtenidos:

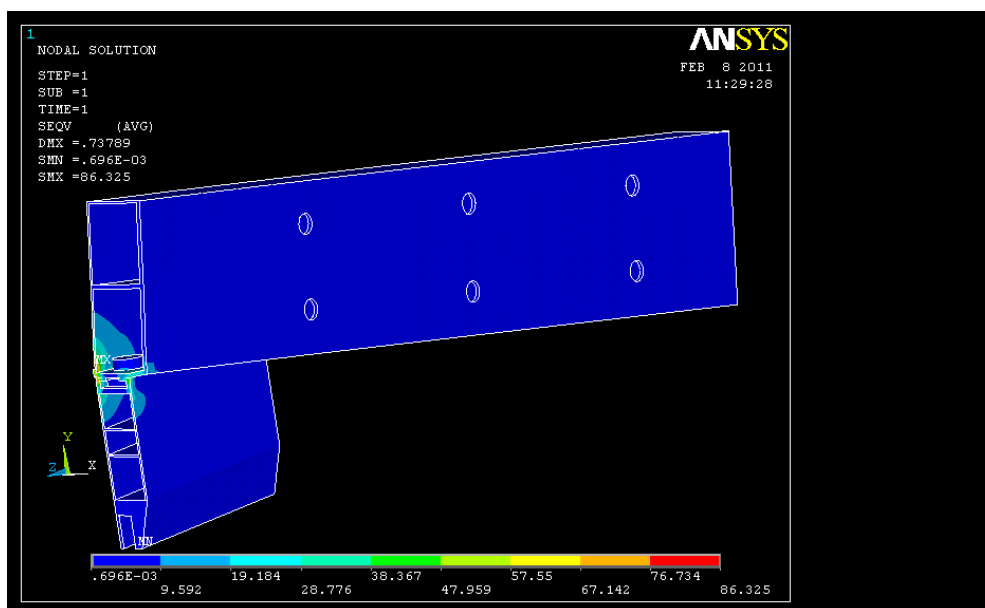


Figura 4-13 Estructura puerta batiente posición cerrada deformada



Los valores máximos obtenidos para la tensión de Von Mises y desplazamiento son los siguientes:

Tensión equivalente de Von Mises (SMX) = 86,325 MPa

Desplazamiento máximo (DMX) = 0,73789 mm

La tensión máxima que se produce, está por debajo del límite elástico del material (170MPa), por lo que mecánicamente resiste el esfuerzo al que se ve sometido.

Se puede ver en detalle en la siguiente figura que la tensión máxima (zona roja) se produce en el soporte superior, que se ve sometido a tracción en esta zona:

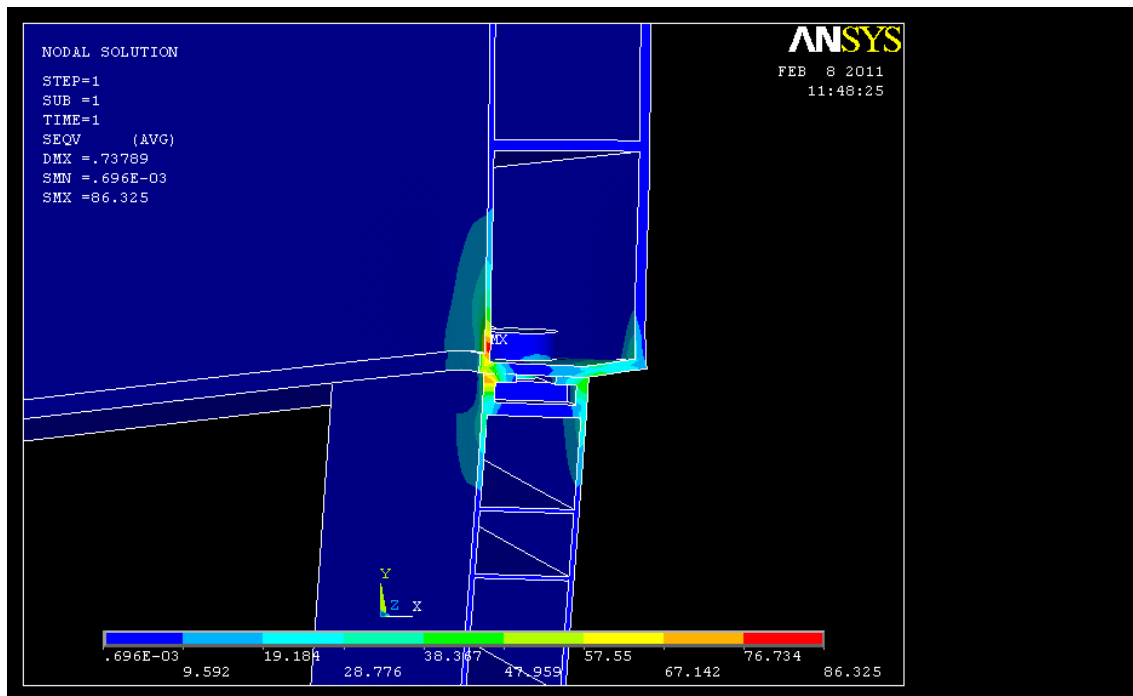


Figura 4-14 Detalle estructura puerta batiente posición cerrada deformada



Sin embargo, por la forma en la que se aplica la carga se produce una penetración del perfil inferior en el soporte superior (este efecto es magnificado por Ansys para que el usuario pueda apreciar los desplazamientos que se producen).

Podemos apreciar este fenómeno en las siguientes figuras:

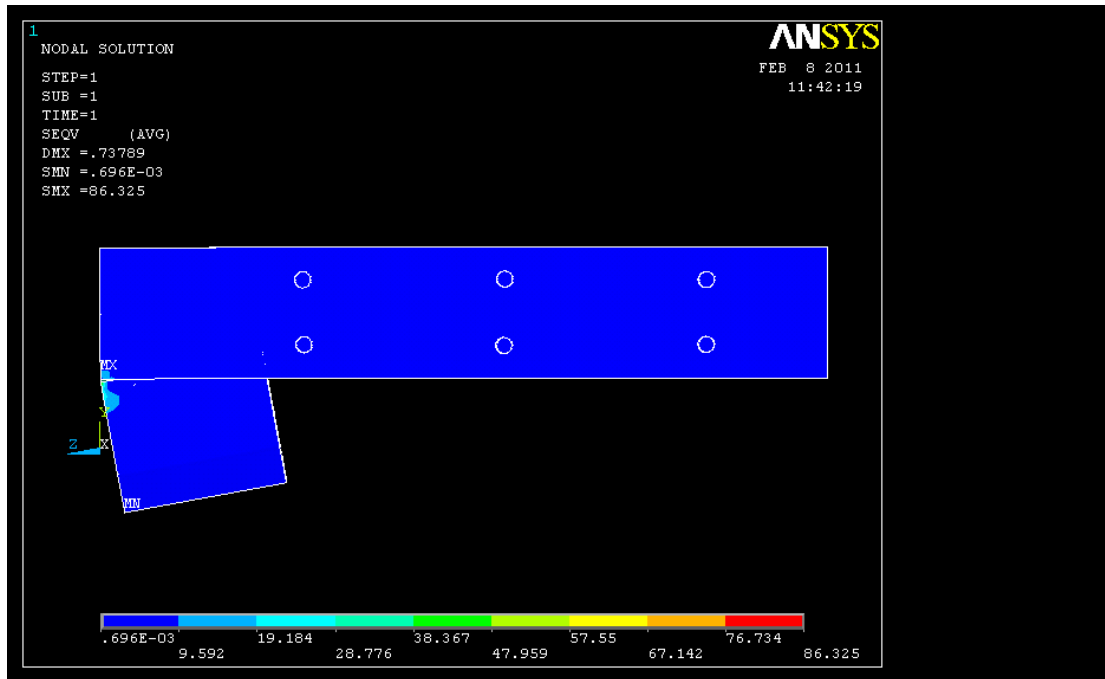


Figura 4-15 Penetración de perfil inferior en soporte superior

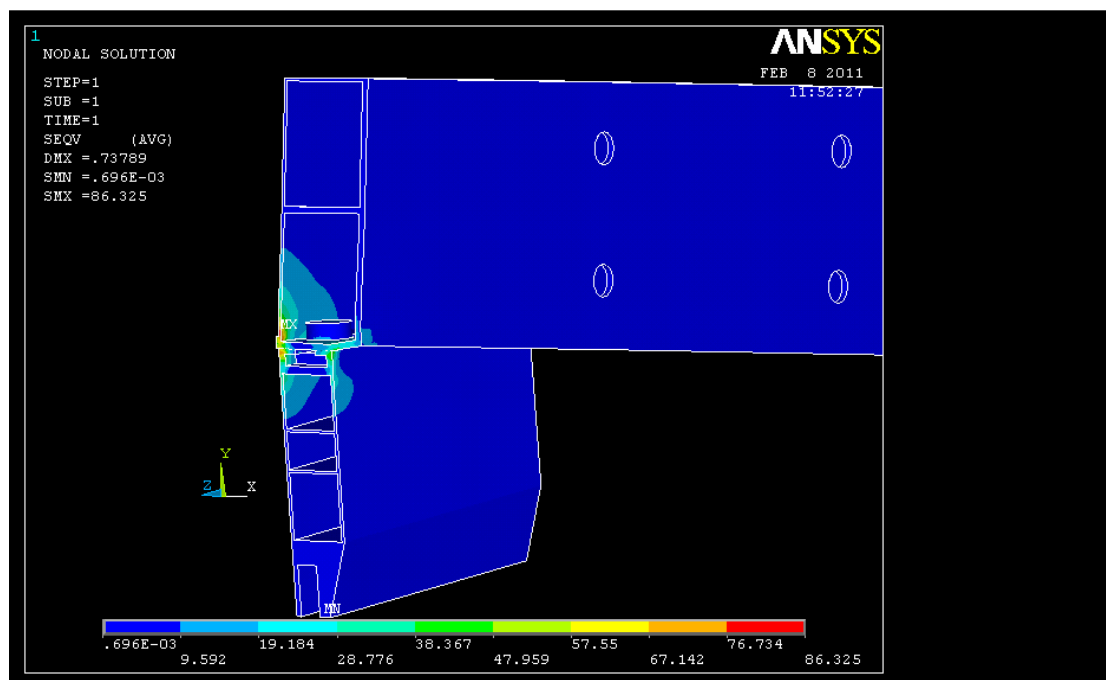


Figura 4-16 Detalle penetración perfil inferior en soporte superior



4.5. Modelo 3D batiente puerta posición abierta

A continuación se girará el perfil inferior 90° para representar el nuevo modelo. Para ello se eliminan todos los volúmenes del perfil inferior, permaneciendo solamente el área frontal.

Para girar el área requerida se sigue la siguiente ruta en Ansys:

Workplane/change display CS to/global cylindrical Y

Una vez girada el área, se desplaza a su ubicación correcta mediante copy/area

UX = 40mm

UY = 37mm

Se borran las áreas intermedias creadas

A continuación se extruye el área del perfil (está formada por tres subáreas) con una longitud $L = 200\text{mm}$

Como existen áreas coincidentes, se deben separar, para no tener problemas en el mallado.

Se utiliza la siguiente función de Ansys:

Operate/booleans/divide/areas by line

El modelo resultante es el siguiente:

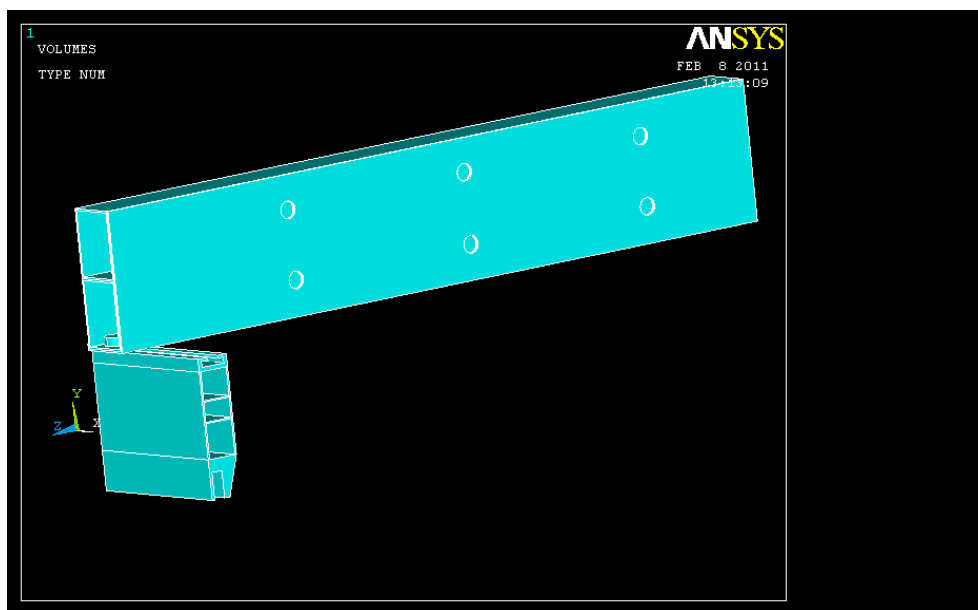


Figura 4-17 Geometría puerta batiente posición abierta



El tamaño de malla utilizado es de 5 mm.

Se puede apreciar en la siguiente figura el modelo una vez mallado:

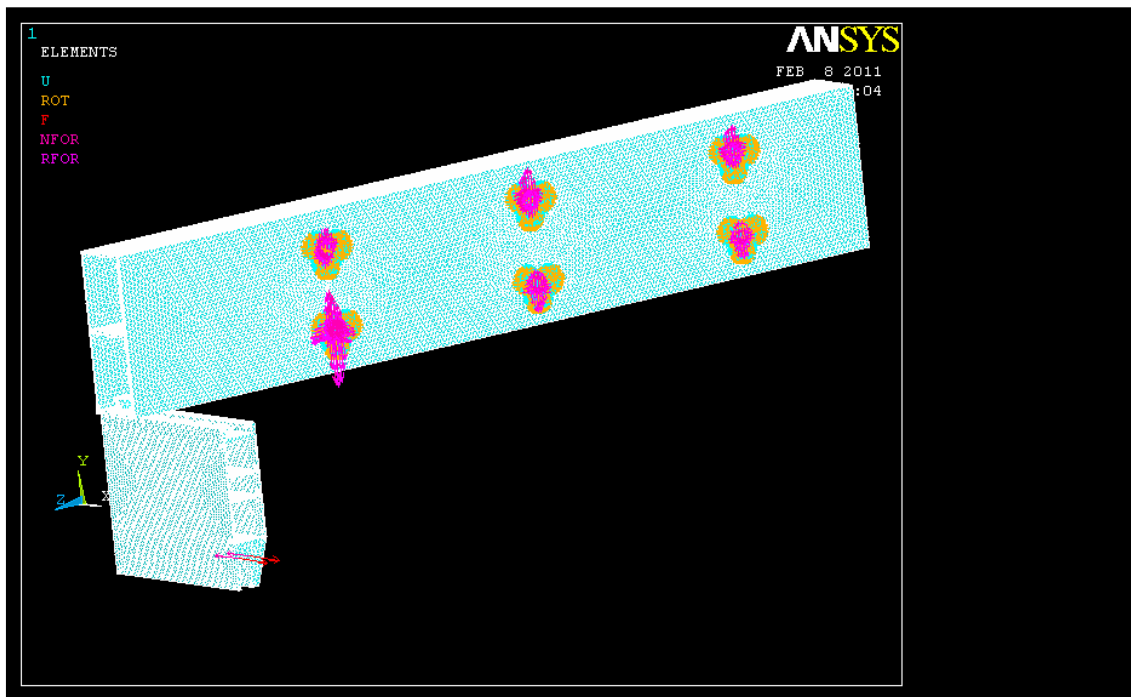


Figura 4-18 Geometría puerta batiente posición abierta mallada

Los resultados obtenidos para este modelo son los siguientes:

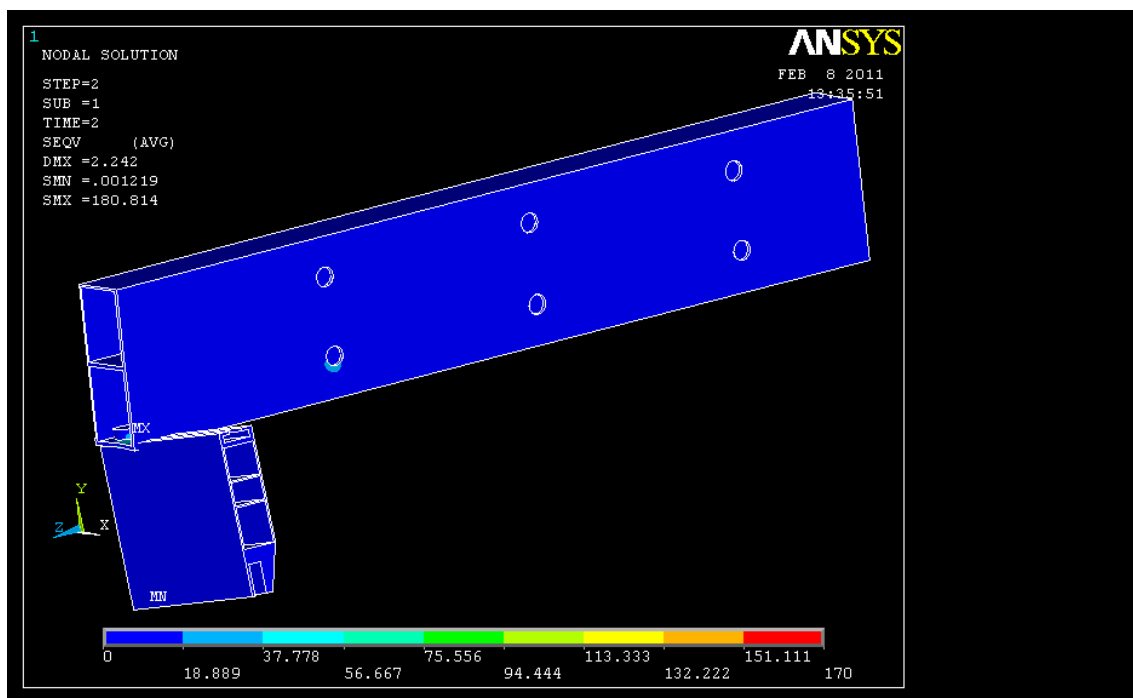


Figura 4-19 Estructura puerta batiente posición abierta deformada



Los valores máximos para la tensión equivalente de Von Mises y el desplazamiento son los siguientes:

Tensión equivalente de Von Mises (SMX) = 180,814 MPa > 170MPa

Desplazamiento máximo (DMX) = 2,242 mm

En este caso la tensión máxima supera el límite elástico del material, luego el material plastificaría.

En la siguiente figura vemos la zona donde se produce la tensión máxima (círculo rojo):

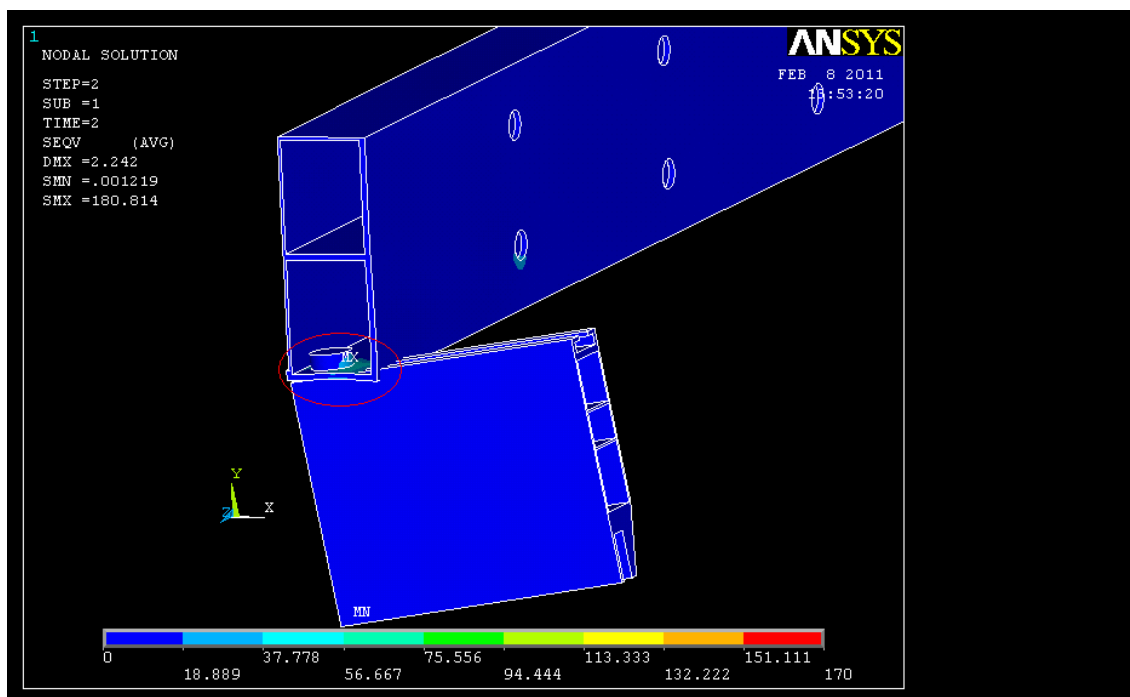


Figura 4-21 Detalle geometría puerta batiente posición abierta mallada

A continuación se estudia la zona donde se produce la máxima tensión. Para ello se separa el bulón del resto de la estructura.

Utilizando los siguientes comandos [10]

- 1) Selección del volumen correspondiente al bulón mediante:
Select/entities/volumen/from full
- 2) Un vez seleccionado el volumen correspondiente:
Select/everything below/selected volumen
- 3) Se representa el volumen deformado mediante
General postprocessor/Plot results/contour plot/nodal solution/stress/Von Mises stress



En la figura siguiente están representados los resultados:

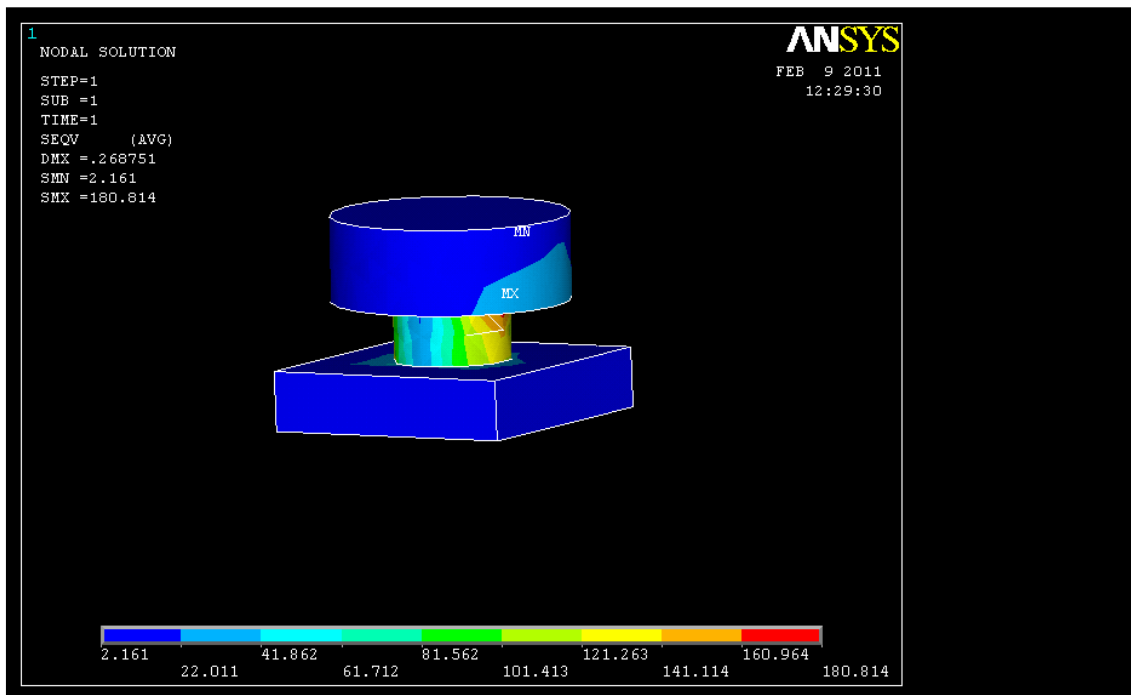


Figura 4-22 Detalle tensión máxima en bulón

Girando la pieza de forma que sea visible la zona de máxima tensión:

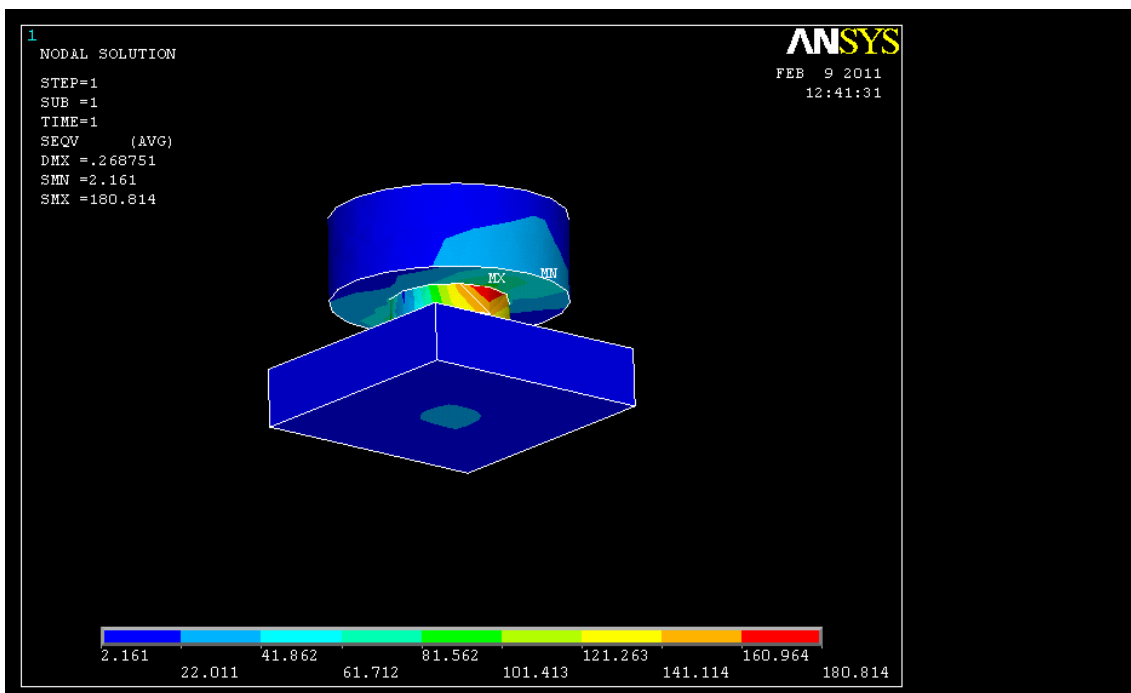


Figura 4-23 Vista inferior detalle tensión máxima en bulón



Como se puede observar en esta imagen, la máxima tensión se produce en el bulón.
Para evitar este problema, se podría fabricar esta pieza en otro material, con límite elástico mayor a 180,814 MPa

Por ejemplo, se podría elegir una aleación de Aluminio 2024-T6, cuyo límite elástico es de 345 MPa.

El coeficiente de seguridad para el bulón resultante es:

$$\text{Coeficiente de seguridad} = \frac{\sigma_{\text{elástico}}}{\sigma_{\text{max}}} = \frac{345 \text{ MPa}}{180,814 \text{ MPa}} = 1,9$$

Como conclusión a estos dos puntos (4.4, 4.5), se observa que **el modelo no trabaja de forma correcta**, ya que se produce penetración del perfil inferior en el perfil superior. **Este efecto no se corresponde con la forma de trabajar del modelo real.**

Se puede cuantificar cuanto gira el perfil inferior, conociendo el desplazamiento máximo como:

$$\theta = \arctg \frac{\text{desplazamiento}}{L_{\text{perfil}}} = \arctg \frac{0,73789}{200} = 0,21^\circ$$

Además por semejanza de triángulos se calcula el desplazamiento máximo que sufre el perfil en su extremo contrario al de unión:

$$\text{Desplazamiento máximo} = \text{Desplazamiento} \cdot \frac{L_{\text{total}}}{L_{\text{modelo}}} = 0,73789 \cdot \frac{2000 \text{ mm}}{200 \text{ mm}} = 7,38 \text{ mm}$$

Por tanto se proponen dos opciones para mitigar este efecto, modificando la forma de trabajar del modelo, para que su funcionamiento se asemeje lo más posible con la realidad.

- Coaccionar el perfil en su zona inferior, de forma que se evite el desplazamiento de este a lo largo del eje Y(vertical), pero que permita la rotación

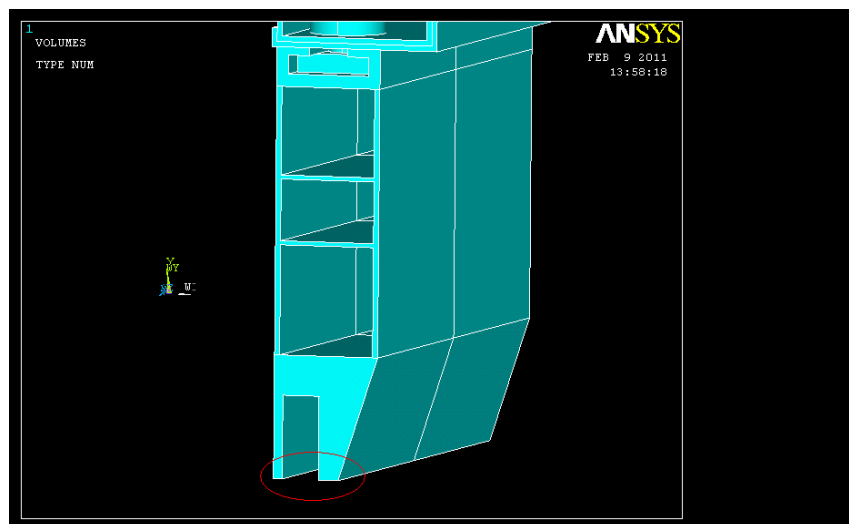


Figura 4-24 Puntos de aplicación de restricción vertical



- Aplicar la Fuerza en la zona superior del perfil, de forma que disminuyendo la distancia vertical respecto al bulón, se reduce el par resultante y por tanto el perfil no tenderá a elevarse de forma tan acusada como en los casos anteriores.

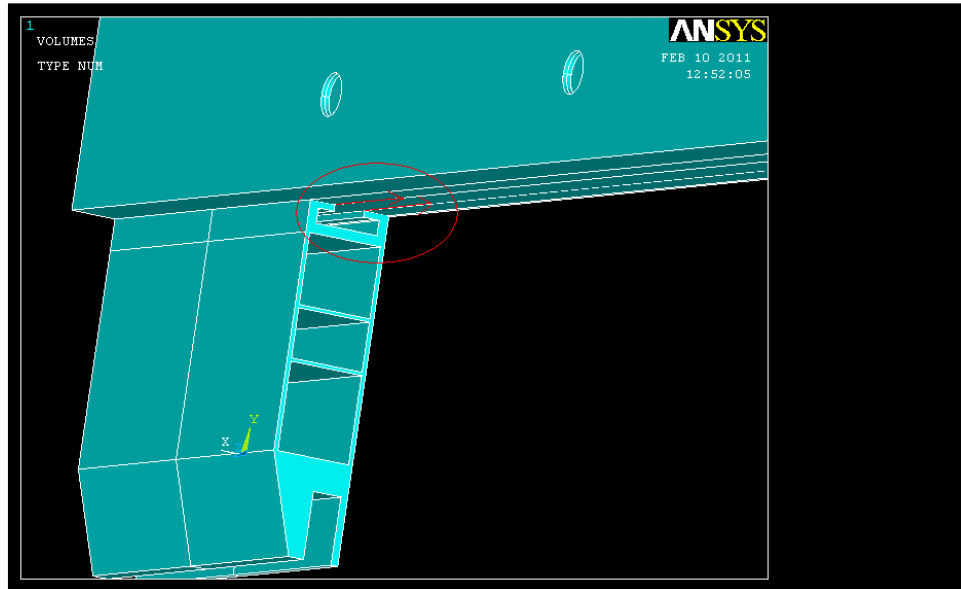


Figura 4-25 Puntos de aplicación de fuerza resultante

Por tanto, se deben estudiar 4 nuevos casos:

- Modelo 3D batiente puerta posición cerrada con restricciones en bisagra
- Modelo 3D batiente puerta posición cerrada con F desplazada.
- Modelo 3D batiente puerta posición abierta con restricciones en bisagra
- Modelo 3D batiente puerta posición abierta con F desplazada.



4.6. Modelo 3D batiente puerta posición cerrada con restricción vertical

Utilizando el modelo 3D anterior, se añaden las restricciones en los nodos inferiores del perfil.

Aplicando un tamaño de malla de 5mm, podemos ver la estructura en la siguiente figura.

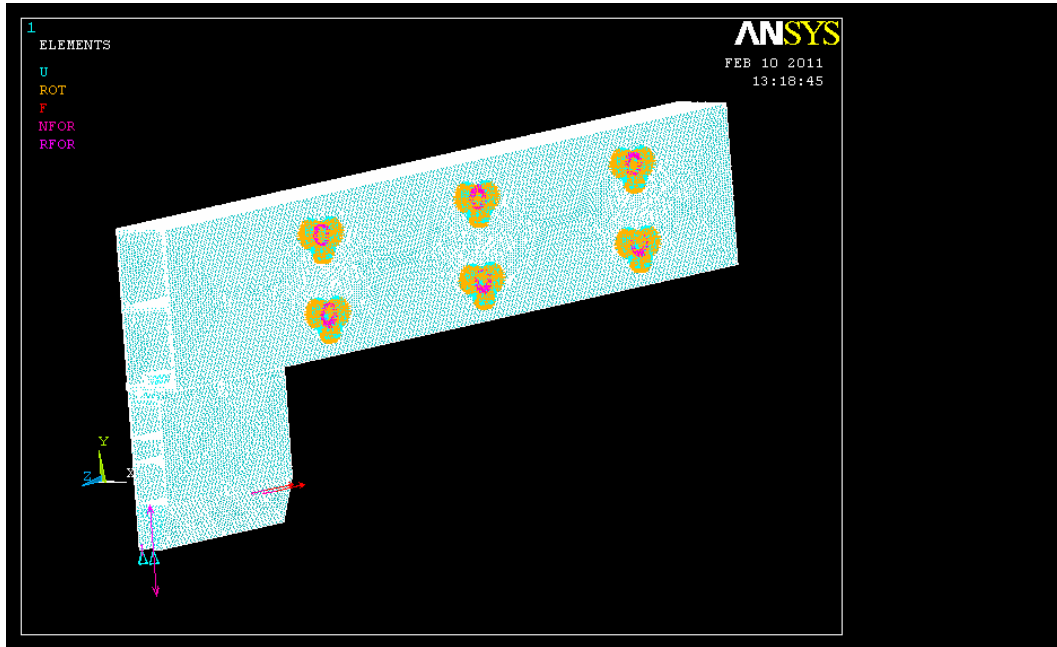


Figura 4-26 Geometría puerta batiente posición cerrada mallada

El resultado del modelo deformado es el siguiente:

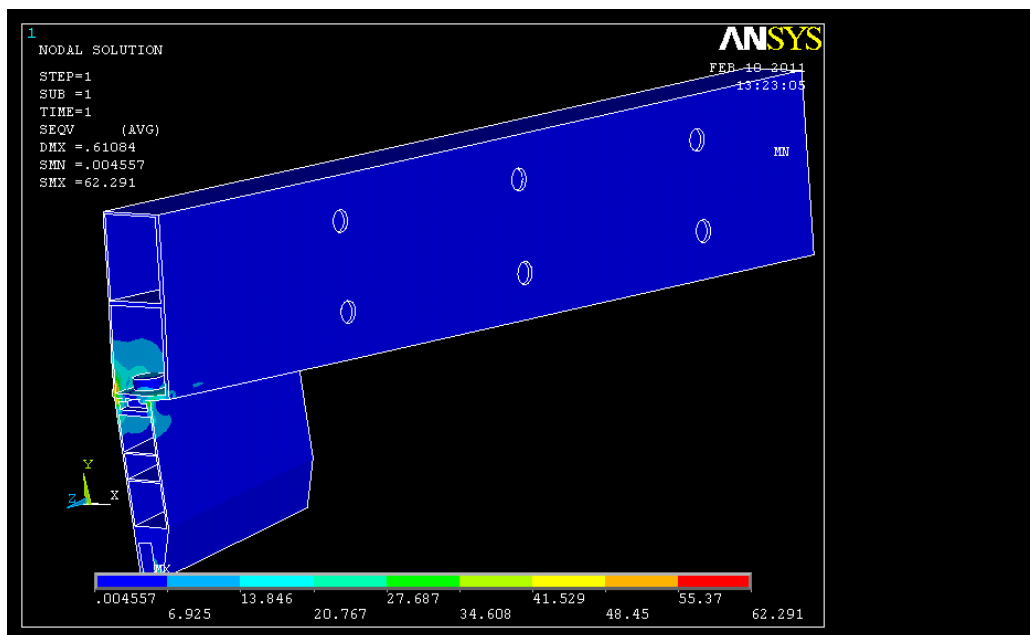


Figura 4-27 Estructura puerta batiente posición cerrada deformada



Aplicando zoom a la zona donde se produce la máxima tensión, se observa el siguiente fenómeno:

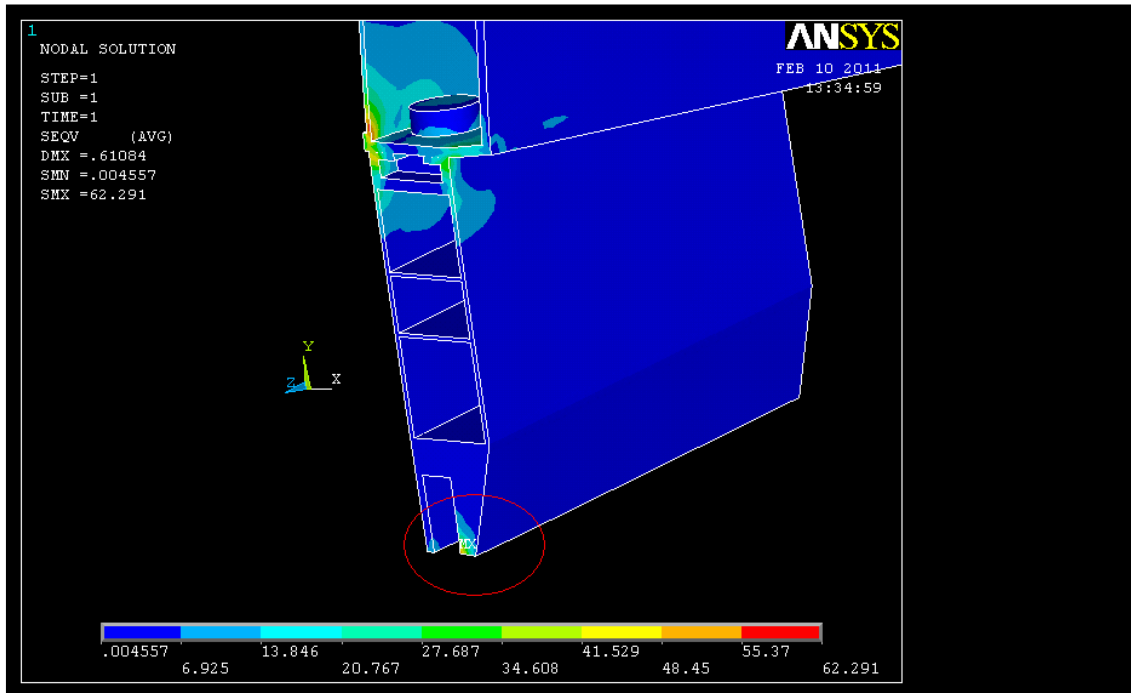


Figura 4-28 Detalle zona de tensión máxima

La máxima tensión se produce en el nodo donde he aplicado la restricción de movimiento vertical. Se trata de un punto singular, por tanto no se tienen en cuenta estos valores.

Si se aísla el perfil superior, que es la zona donde se produce el siguiente valor de tensión máxima los valores resultantes para este modelo son:

Tensión equivalente de Von Mises (SMX) = 60,879 MPa
Desplazamiento máximo (DMX) = 0,058709 mm

Como se puede comprobar, la tensión máxima ha disminuido de forma significativa y el desplazamiento de forma drástica

Estos son los valores obtenidos para el modelo sin restricciones:

Tensión equivalente de Von Mises (SMX) = 86,325 MPa
Desplazamiento máximo (DMX) = 0,73789 mm

$$\Delta\sigma = \frac{86,325 - 60,879}{86,325} = 0,2947 = 29,47\%$$

$$\Delta D = \frac{0,73789 - 0,058709}{0,73789} = 0,9204 = 92,04\%$$



4.7. Modelo 3D batiente puerta posición cerrada con F desplazada.

A continuación se desplaza la F aplicada de forma vertical.

Una vez mallado el modelo, se ve el resultado en la siguiente figura:

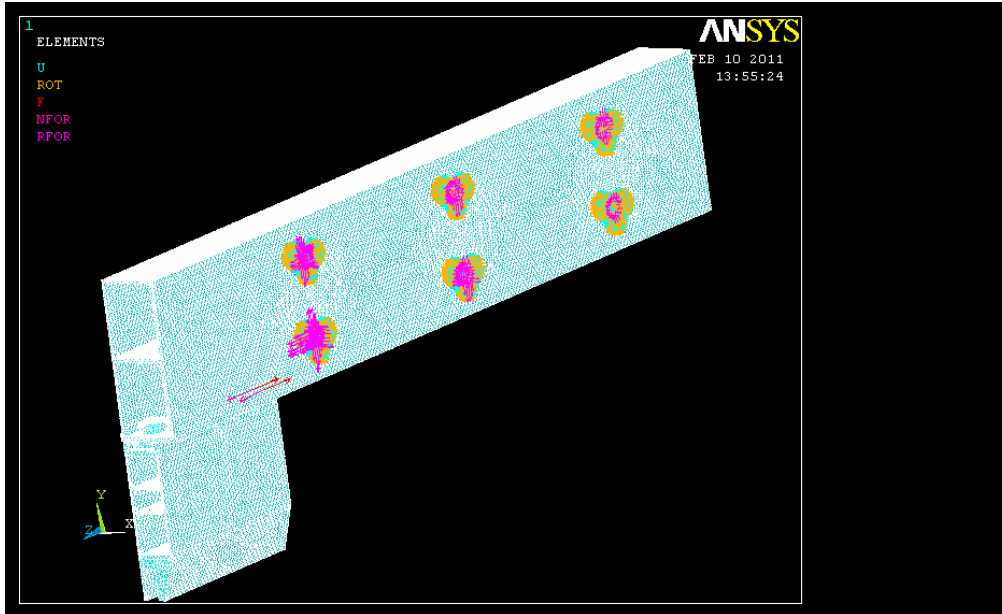


Figura 4-29 Geometría puerta batiente posición cerrada mallada con fuerza desplazada

Se aprecian los nuevos puntos de aplicación de las fuerzas (en color rojo).

El resultado obtenido es el siguiente:

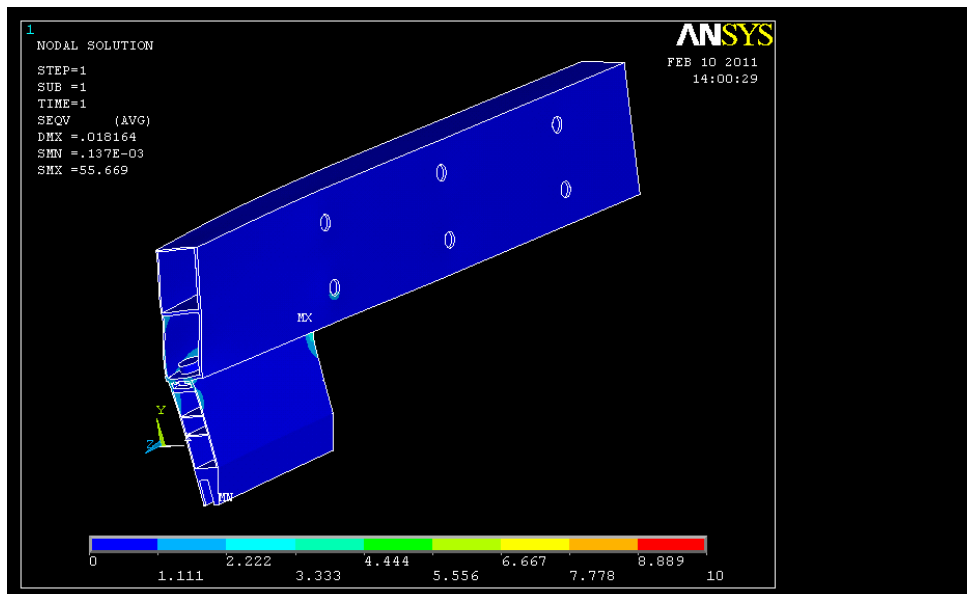


Figura 4-30 Estructura puerta batiente posición cerrada deformada



Tensión equivalente de Von Mises (SMX) = 55,669 MPa

Desplazamiento máximo (DMX) = 0,018164 mm

Comparando los resultados con el modelo inicial:

$$\Delta\sigma = \frac{86,325 - 55,559}{86,325} = 0,3564 = 35,64\%$$

$$\Delta D = \frac{0,73789 - 0,018164}{0,73789} = 0,9754 = 97,54\%$$

Por tanto, en este caso la tensión se reduce respecto al caso inicial y el desplazamiento se reduce de forma drástica.



4.8. Modelo 3D batiente puerta posición abierta con restricción vertical

A continuación, partiendo del modelo con la puerta en posición abierta, se añaden las restricciones que limitan el movimiento del perfil en dirección vertical, eje Y. Una vez he mallado el modelo con tamaño de malla 5mm:

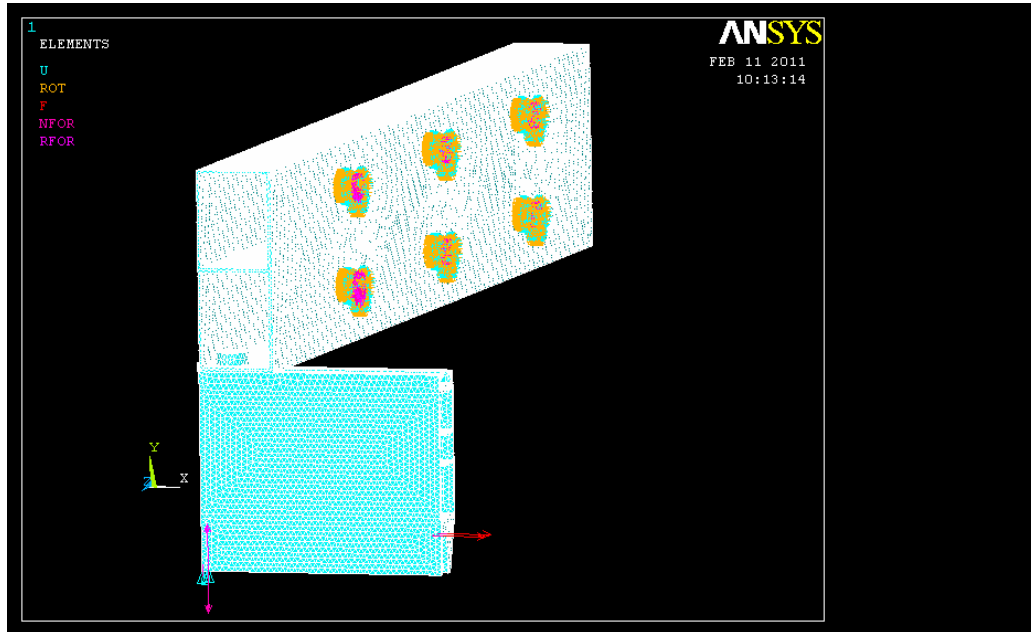


Figura 4-31 Geometría puerta batiente posición abierta mallada

El resultado obtenido es el siguiente:

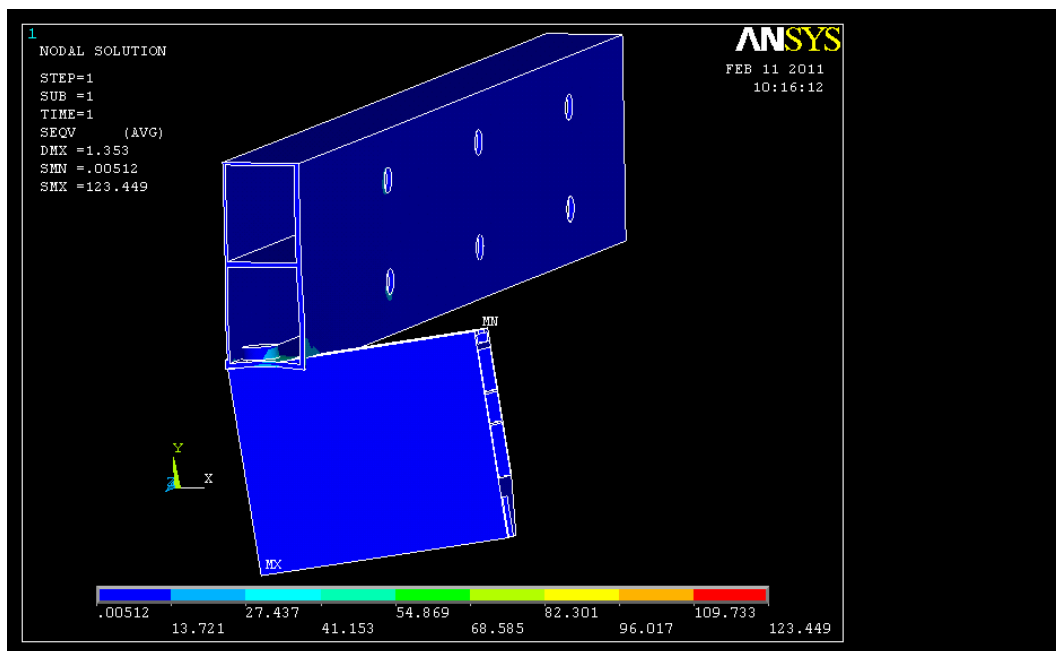


Figura 4-32 Estructura puerta batiente posición abierta deformada



Observando la figura siguiente, se comprueba que la tensión máxima se produce de nuevo en el punto donde se aplica la restricción, para evitar que el perfil inferior se desplace en dirección vertical. De nuevo aparece un punto singular.

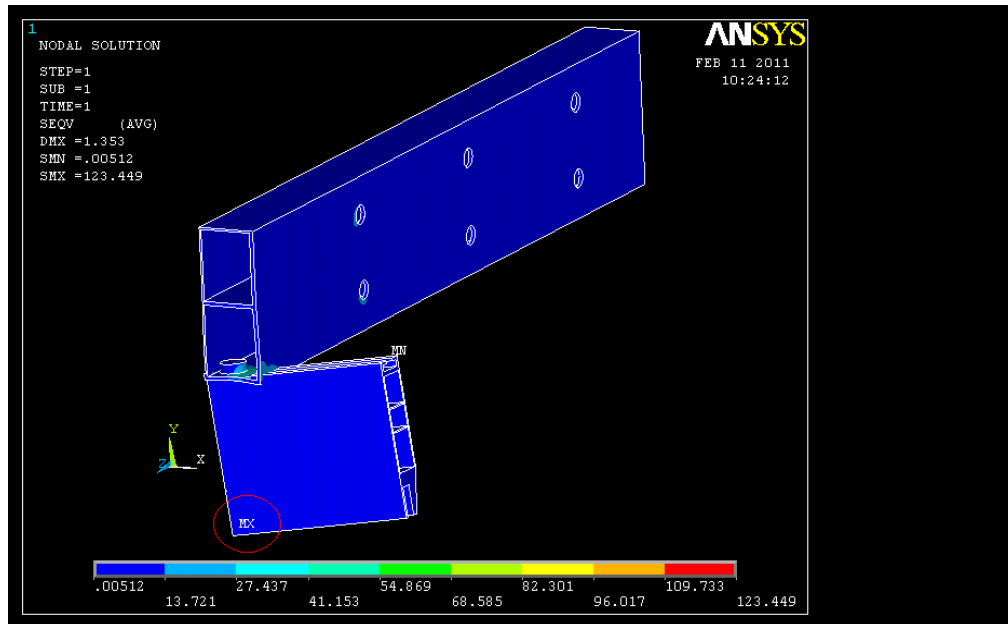


Figura 4-33 Estructura puerta batiente posición abierta deformada. Tensión máxima

Separando el bulón se puede observar la zona de tensión máxima:

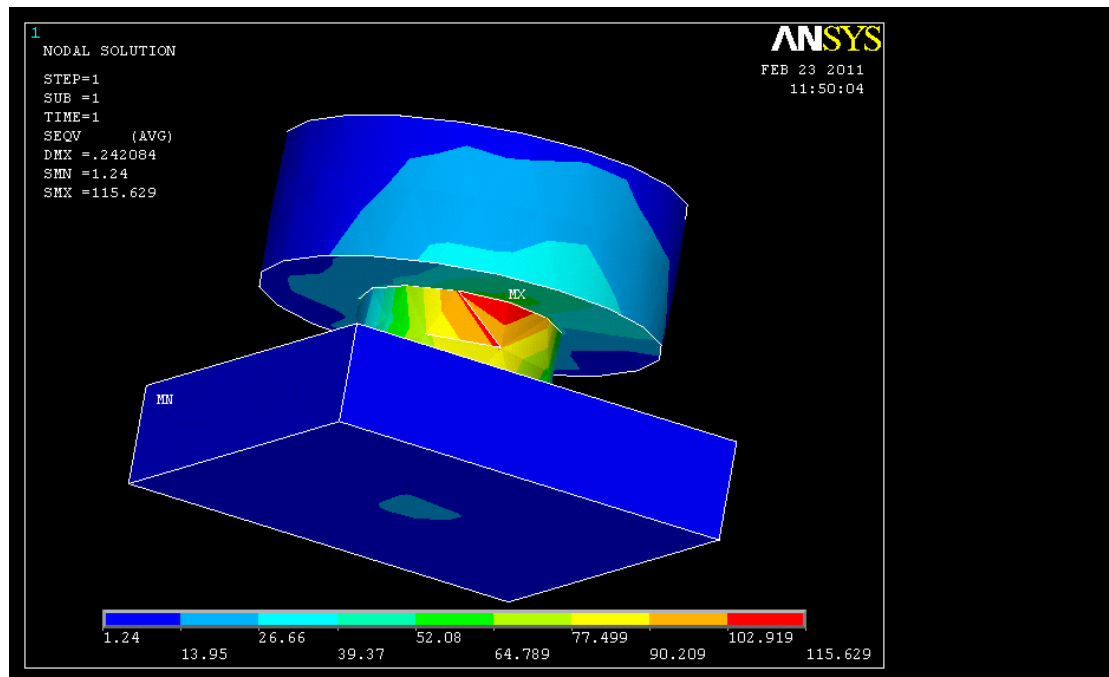


Figura 4-34 Detalle bulón puerta batiente posición abierta deformada. Tensión máxima



Tensión equivalente de Von Mises (SMX) = 115,629 MPa

Desplazamiento máximo (DMX) = 0,242084 mm

Como se puede comprobar, la tensión y desplazamiento máximo han disminuido de forma significativa.

Estos son los valores obtenidos en el modelo sin restricciones:

Tensión equivalente de Von Mises (SMX) = 180,814 MPa > 170MPa

Desplazamiento máximo (DMX) = 2,242 mm

$$\Delta\sigma = \frac{180,814 - 115,629}{180,814} = 0,3605 = 36,05\%$$

$$\Delta D = \frac{2,242 - 0,242}{2,242} = 0,8921 = 89,21\%$$

Comparando ambos modelos, se consigue reducir la tensión máxima que se produce, siendo menor que el límite elástico, por lo que no sería necesario utilizar una aleación distinta para fabricar el bulón.



4.9. Modelo 3D batiente puerta posición abierta con F desplazada

Por último, se modelizará el caso de la puerta en posición abierta y con la fuerza desplazada.

Mallando el modelo con tamaño de malla 5mm, se obtiene el siguiente resultado:

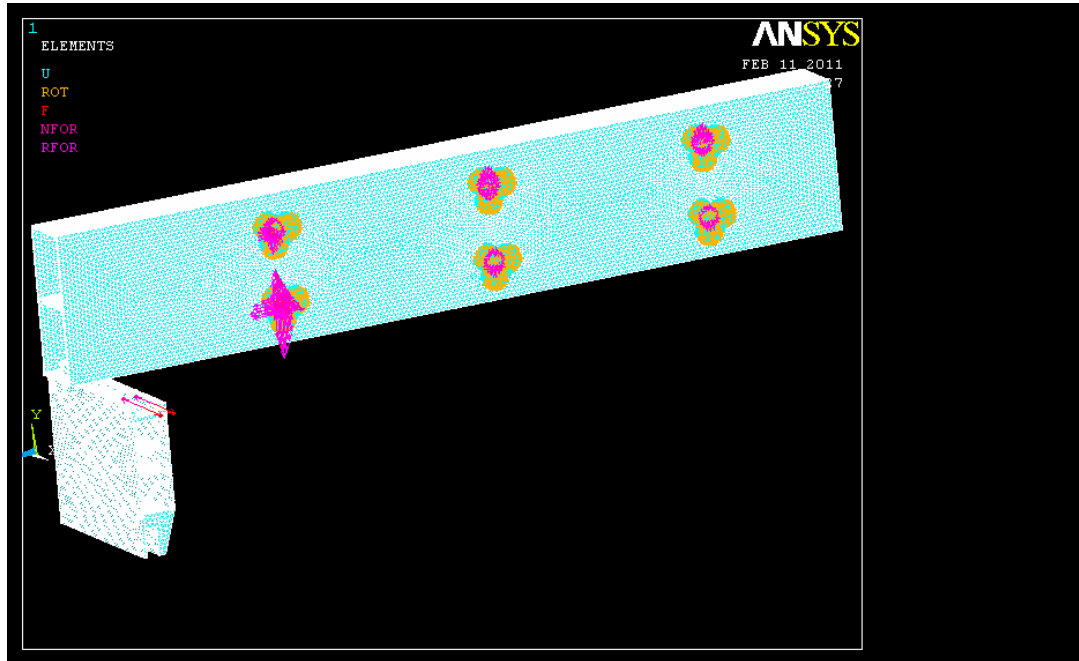


Figura 4-35 Geometría puerta batiente posición abierta mallada con fuerza desplazada

Cuya solución es la siguiente:

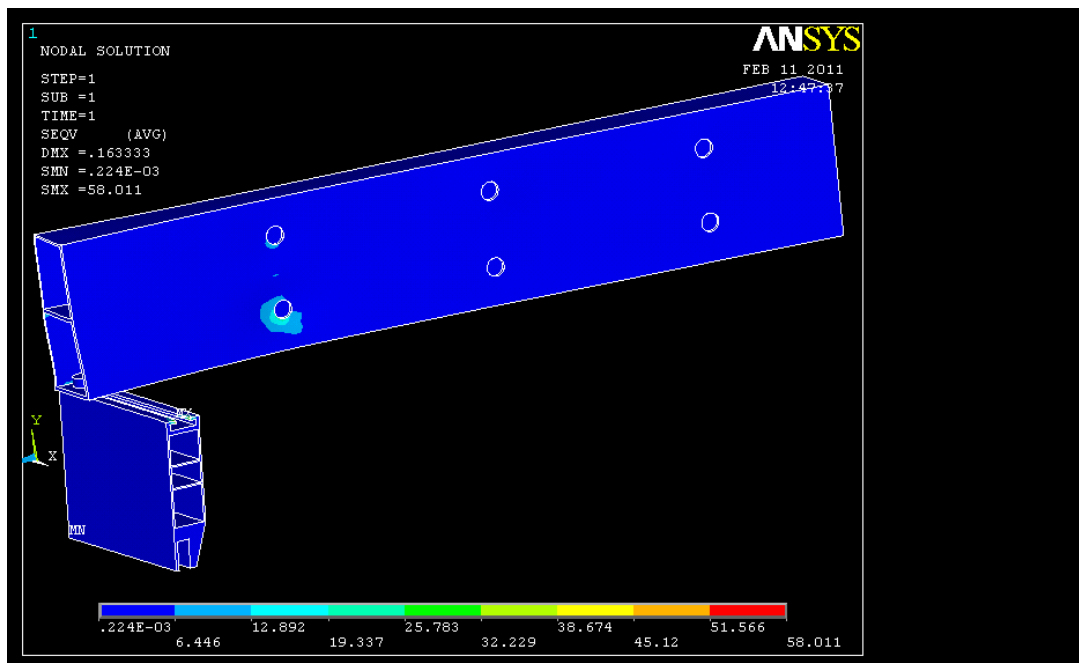


Figura 4-36 Estructura puerta batiente posición abierta deformada. Tensión máxima



Aplicando zoom a la zona de máxima tensión (obviando el punto singular de la figura anterior):

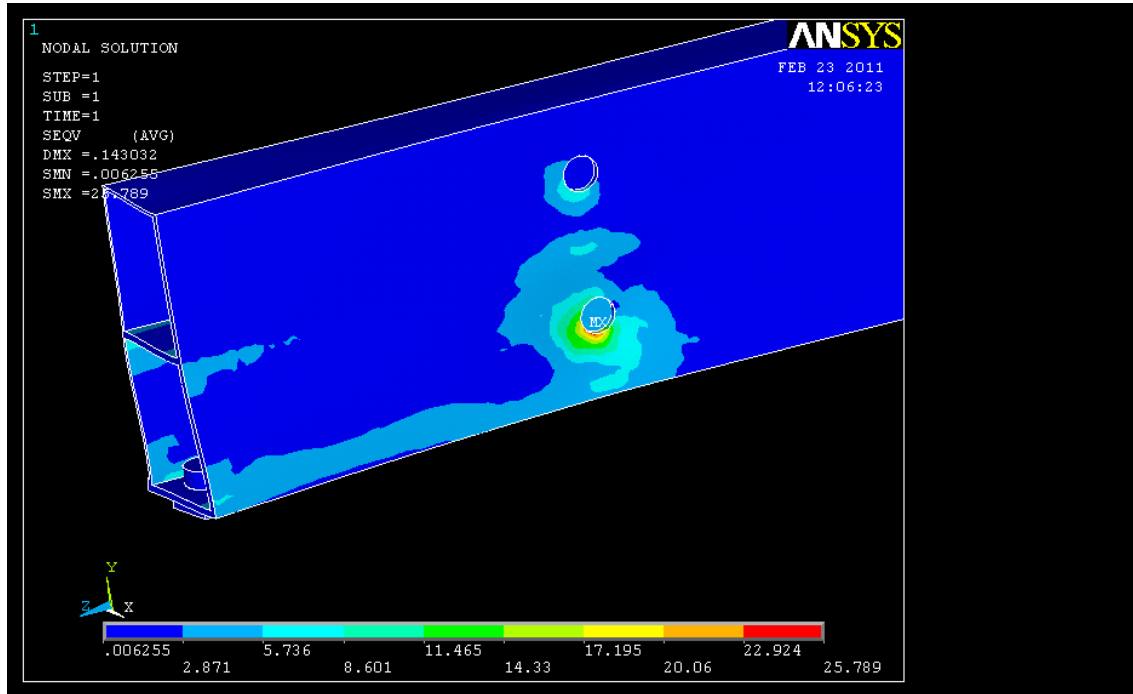


Figura 4-37 Detalle puerta batiente posición abierta deformada. Tensión máxima

La tensión máxima se alcanza en uno de los taladros, con un valor muy inferior al límite elástico del material.

Los valores máximos obtenidos para la tensión equivalente de Von Mises y el desplazamiento son los siguientes:

Tensión equivalente de Von Mises (SMX) = 25,789 MPa

Desplazamiento máximo (DMX) = 0,143032 mm

Como se comprueba, la tensión máxima ha disminuido de forma significativa.

Estos son los valores obtenidos en el modelo con la fuerza aplicada en la zona inferior del perfil:

Tensión equivalente de Von Mises (SMX) = 180,814 MPa > 170MPa

Desplazamiento máximo (DMX) = 2,242 mm



Las variaciones para la tensión equivalente de Von Mises y para el desplazamiento son:

$$\Delta\sigma = \frac{180,814 - 25,789}{180,814} = 0,8573 = 85,73\%$$

$$\Delta D = \frac{2,242 - 0,143}{2,242} = 0,9362 = 93,62\%$$

Por tanto, en este caso también se reduce la tensión de forma significativa, por lo que no sería necesario utilizar aleaciones especiales.



5. RESULTADOS

En la siguiente tabla están reflejados los resultados obtenidos para los distintos modelos, de forma que se puedan comparar de forma sencilla:

Modelo	Tensión de Von Mises(MPa)	Desplazamiento máximo(mm)
1	8,349	0,05676
2	14,845	0,09739
3	86,325	0,73789
4	60,879	0,058709
5	55,669	0,01816
6	180,814	2,24200
7	115,529	0,242084
8	25,789	0,143032

Tabla 5-1 Tensión de Von Mises y desplazamientos

Modelo 1 → modelo 2D deslizante

Modelo 2 → modelo 3D deslizante

Modelo 3 → modelo 3D batiente posición cerrada

Modelo 4 → modelo 3D batiente posición cerrada con restricción vertical

Modelo 5 → modelo 3D batiente posición cerrada con F desplazada

Modelo 6 → modelo 3D batiente posición abierta

Modelo 7 → modelo 3D batiente posición abierta con restricción vertical

Modelo 8 → modelo 3D batiente posición abierta con F desplazada

En el siguiente gráfico, se comparan los valores que alcanza la tensión equivalente de Von Mises, para los distintos modelos.

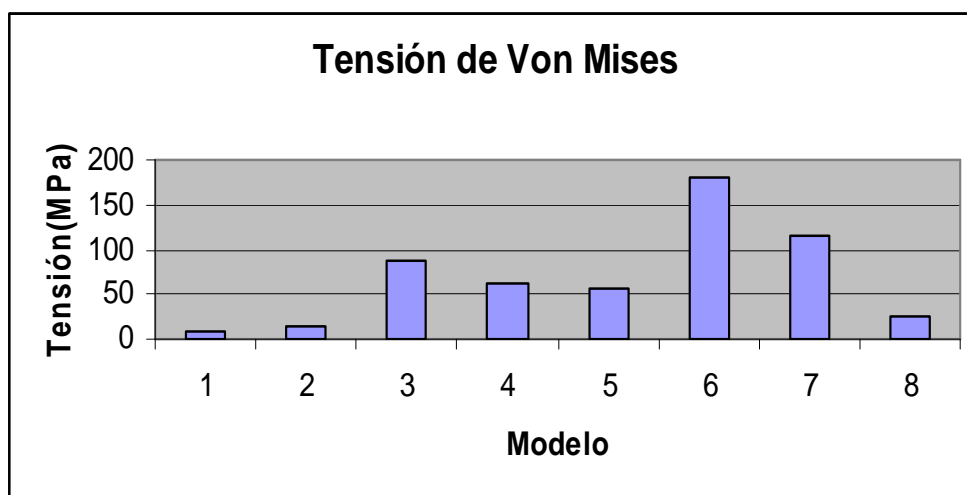


Figura 5-1 Tensión de Von Mises

Como se puede comprobar, sólo el modelo 6 supera el límite elástico del material.



5.1. Comparación de tensiones modelo 2D Vs 3D

Para validar el modelo 3D se comparan los resultados obtenidos con los del modelo 2D, seleccionando 10 nodos representativos de cada geometría.

La zona elegida para seleccionar los nodos, ha sido la zona señalada en la figura, por su pequeño espesor:

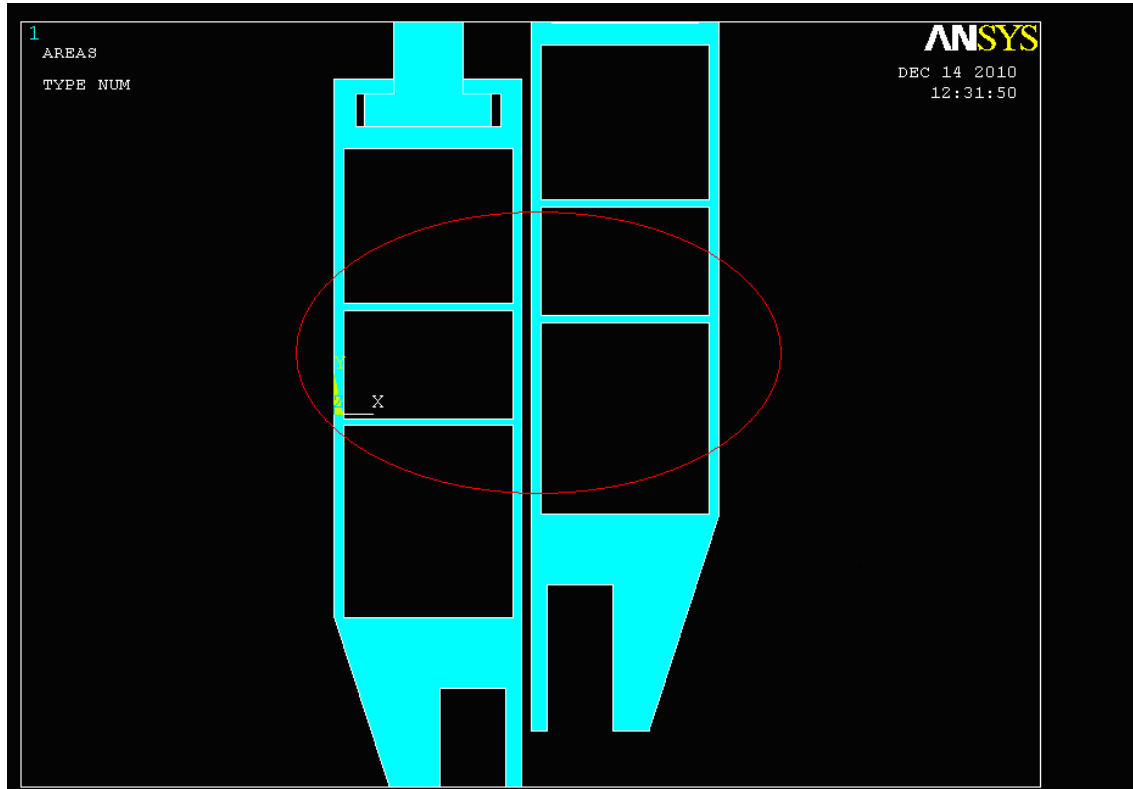


Figura 5-2 Área elección nodos

Como el mallado de la pieza se realiza de forma semiautomática, la situación geométrica de los nodos del modelo 2D y 3D no coinciden exactamente, por lo que se elegirán nodos lo más próximos posible.

Para esta zona se puede calcular la tensión que debe producirse.

Teniendo en cuenta que es una pieza de pequeño espesor, sometida a una carga en dirección longitudinal a la pieza, se puede suponer un estado de tracción uniaxial:

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{62,5N}{2mm*250mm} = 0,125MPa$$

Siendo $e = 2mm$

$L = 250mm$



En la siguiente tabla aparecen los valores obtenidos para la tensión equivalente de Von Mises:

	Nodo	X(mm)	Y(mm)	Z(mm)	Tensión Von Mises (MPa)
2D	711	36,6	-69,185		0,30412
3D	166.349	36,6	-69,185	250	0,24506
2D	704	36,6	-62,36		0,29328
3D	166.223	36,6	-62,193	250	0,27532
2D	707	36,6	-65,285		0,29409
3D	166.244	36,6	65,297	250	0,27685
2D	959	38	-4,4524		0,14702
3D	53133	38	-4,5	250	0,15523
2D	977	38	-22,5		0,19604
3D	69911	38	-22.024	0	0,17147
2D	834	40	10,253		0,19252
3D	69879	40	10,5	0	0,16237
2D	880	40	56,213		0,18780
3D	69852	40	56,5	0	0,13664
2D	3252	42	9,4109		0,18690
3D	70255	42	9,8657	0	0,17189
2D	3806	44	-13,5		0,20584
3D	70223	44	-13,69	0	0,18527
2D	3781	44	11,5		0,18770
3D	70236	44	11,69	0	0,17429

Tabla 5-2 Tensión de Von Mises y desplazamientos 2D Vs 3D

que se encuentran dentro del orden de magnitud de la tensión calculada suponiendo tracción uniaxial.

En cualquier caso, las tensiones obtenidas son mucho menores que el límite elástico del material, por lo **que el diseño y dimensionamiento del perfil es correcto** para su utilización como puerta corredera.



5.2. Modelos 3D puerta batiente posición cerrada

En este caso se comparan los resultados obtenidos en los casos:

Modelo 3 → modelo 3D batiente posición cerrada

Modelo 4 → modelo 3D batiente posición cerrada con restricción vertical

Modelo 5 → modelo 3D batiente posición cerrada con F desplazada

Se representa a continuación la tensión equivalente de Von Mises para los diferentes modelos:

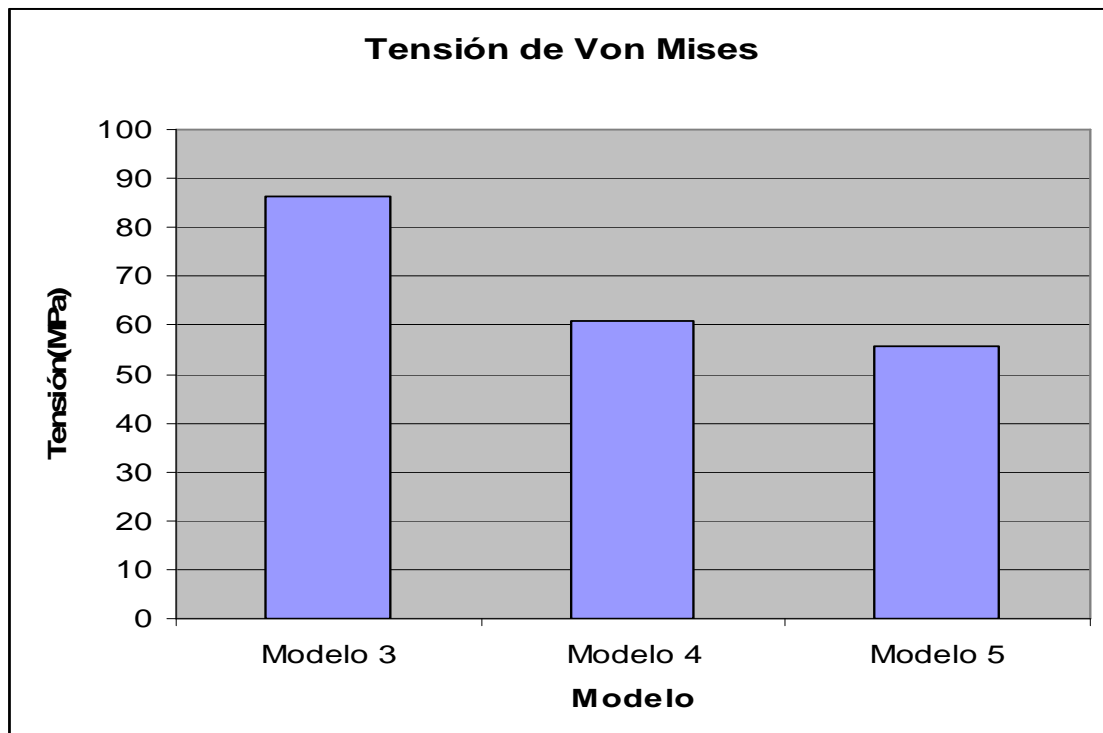


Figura 5-3 Tensión de Von Mises

Se observa que al añadir las coacciones, disminuye de forma significativa la tensión. Al reducir la distancia a la que se aplica la fuerza, se reduce aún más la tensión máxima, aunque la disminución de tensión entre el modelo 4 y 5 es pequeña.



5.3. Modelos 3D batiente posición abierta

Los modelos a comparar son los siguientes:

Modelo 6 → modelo 3D batiente posición abierta

Modelo 7 → modelo 3D batiente posición abierta con restricción vertical

Modelo 8 → modelo 3D batiente posición abierta con F desplazada

En el siguiente gráfico se comparan los valores máximos de la tensión equivalente de Von Mises:

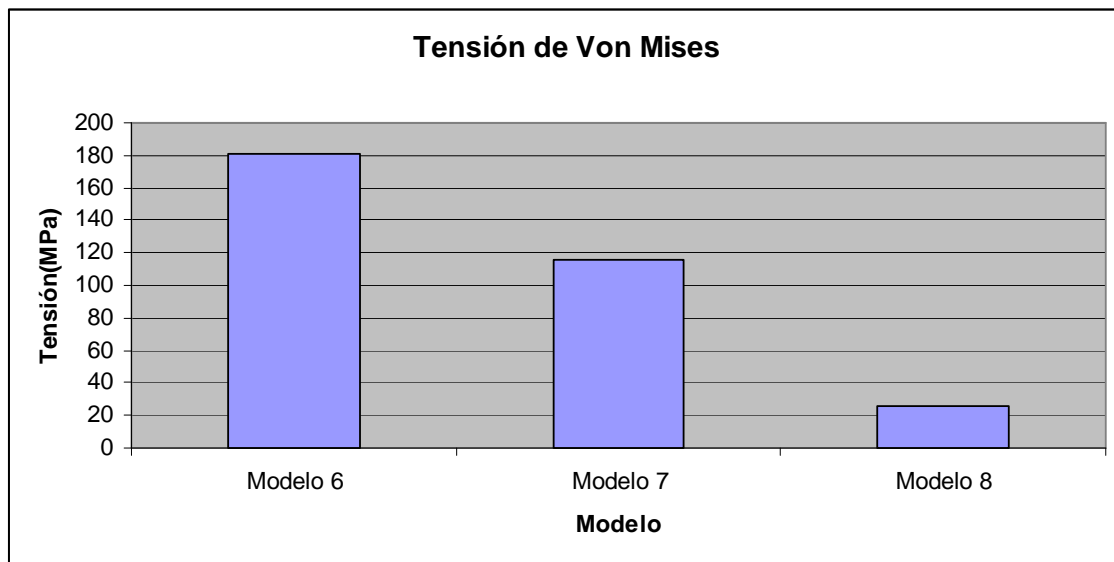


Figura 5-4 Tensión de Von Mises

Como sucedía en los modelos anteriores, el valor de la tensión se reduce al introducir las coacciones.

Por otro lado, si se disminuye la distancia a la que actúa la fuerza, se consigue mejorar los resultados, alejando la tensión máxima del valor crítico de plastificación.



6. CONCLUSIONES

Analizando los resultados obtenidos para los diferentes modelos se puede concluir:

- El perfil original está diseñado para funcionar como puerta deslizante, por lo que soporta una carga distribuida constante de forma longitudinal.
- Este tipo de carga produce unos esfuerzos mínimos en el perfil, no viendo comprometidas las propiedades mecánicas del material.
- La situación en la que el perfil recibe peores solicitaciones, se produce con la puerta en posición abierta (punto 4.5), llegando el material a plastificar. Por tanto, este será nuestro modelo de cálculo, ya que es más restrictivo. Si el perfil resiste en posición abierta, resistirá en posición cerrada.
- La primera modificación del modelo (puntos 4.6, 4.8) al poner coacciones que restringen el movimiento vertical, hace que el modelo trabaje de forma más cercana a como lo haría el modelo real, disminuyendo de forma significativa los desplazamientos.
- Si disminuimos la distancia a la que aplicamos la fuerza equivalente que produce la carga al perfil (puntos 4.7, 4.9), se reducen de forma considerable respecto al modelo anterior tanto esfuerzos como desplazamientos máximos. Por tanto se ha conseguido mejorar el modelo, aproximándolo al funcionamiento real de la puerta.
- Por tanto y a la vista de los resultados que se obtienen, **el perfil es adecuado para su uso como puerta abatible.**



7. TRABAJOS FUTUROS

Como trabajos futuros para este proyecto se propone:

- Diseño detallado del bulón, optimizando su geometría a los esfuerzos a los que se ve sometido.
- Diseño detallado del apoyo inferior de la puerta referido como apoyo A en el punto 4.3 de este proyecto, adecuándolo a las solicitaciones estructurales que sufre.
- Construcción de un prototipo de puerta para contrastar que los resultados obtenidos en este proyecto se corresponden con el modelo real y comprobar su funcionamiento como puerta abatible.
- Si el número de puertas a fabricar es suficientemente grande, estaría justificado un rediseño del perfil, orientado a la aplicación específica a la que se va a destinar como puerta abatible.



8. BIBLIOGRAFÍA

- [1] “Theory of Matrix Structural Analysis”, J.S. Przemieniecki / Dover Publications NY, 1ª Ed., 1985.
- [2] “A treatise on the mathematical theory of elasticity”, A.E.H. Love/ Dover Publications NY, 4ª Ed., 1944.
- [3] “Advanced Mechanics of Materials”, Richard J. Schmidt & Omar M. Sidebottom / John Wiley & Sons, Inc., 5ª Ed. 1993.
- [4] “El Método de los Elementos Finitos en el Análisis Estructural”, C. Martínez Arnaiz /Publicaciones de la E.T.S.I.A (Escuela Superior de Ingenieros Aeronáuticos), 1998.
- [5] ANSYS Release 11.0 Documentation.
- [6] ANSYS User’s guide (version 11.0)

Páginas Web Consultadas:

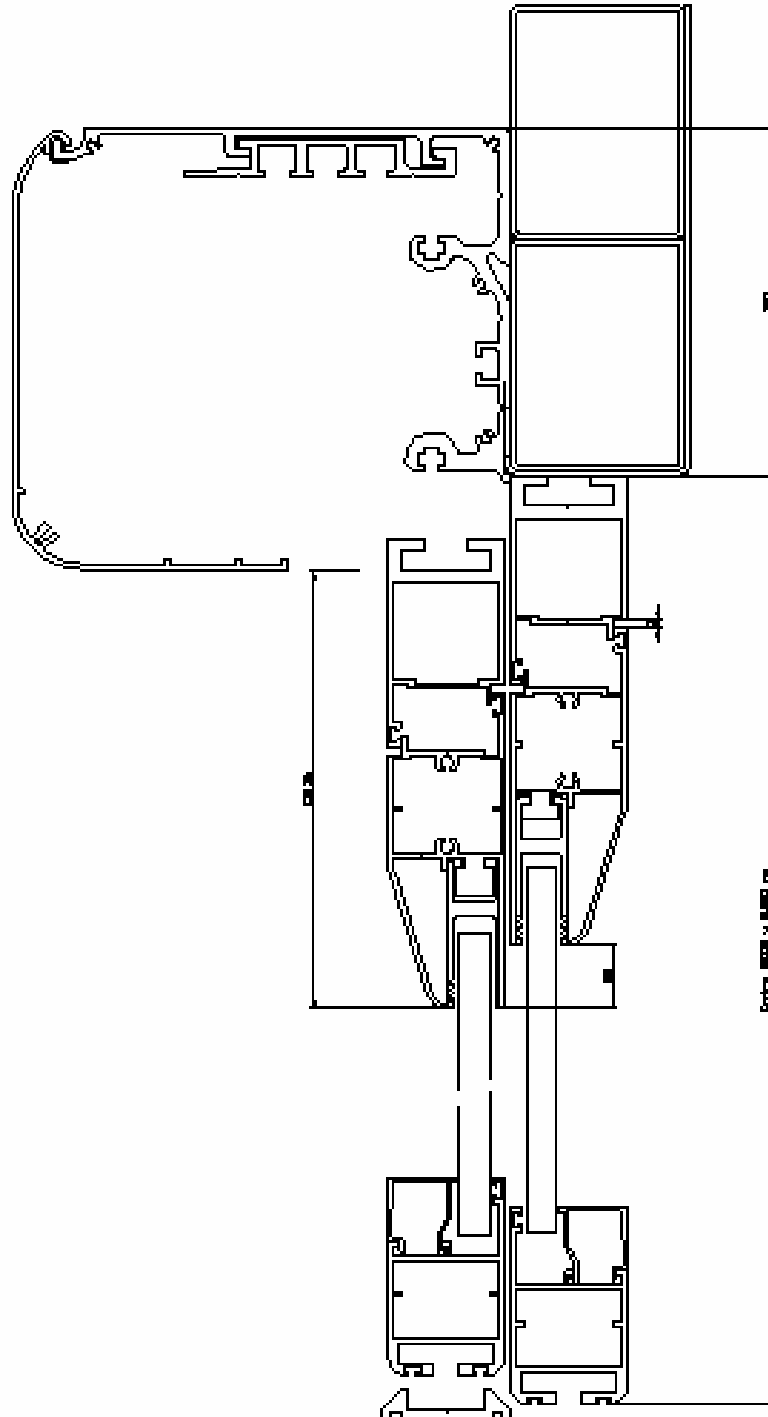
- [7] <http://es.wikipedia.org/wiki/ANSYS> Marzo 2010
- [8] <http://www.aprimatic.info/es/catalogo/index.php?lang=es&cat=8> Enero 2010
- [9] <http://www.electrocome.com/al6063.htm> Junio 2010
- [10] www.mece.ualberta.ca/tutorials/ansys Enero 2010
- [11] <http://www.ansys.com/Industries/Academic> Enero 2010



ANEXO A



Plano del perfil de la casa Aprimatic [8]





ANEXO B



Propiedades químicas y físicas del material.

La **composición química** de esta aleación es la siguiente [9]:

Si	Fe	Cu	Mn	Mg	Cr	Zn	Ti	Otros	Al
0,3- 0,6%	0,1- 3,3%	0,1%	0,3%	0,4- 0,6%	0,05%	0,15%	0,2%	0,15%	Resto

Las propiedades mecánicas que presenta son [9]:

Estado	T-5
Peso específico	2.700Kg/m ³
Carga de rotura	220MPa
Límite elástico	170MPa
Alargamiento A5	14%
Resistencia a cizalladura	140MPa
Módulo de elasticidad	70GPa
Dureza Brinell	65HB